

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NAMÁHÁNÍ OJNICE V MULTI-BODY SYSTÉMU

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MAREK MALINSKÝ

BRNO 2010



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NAMÁHÁNÍ OJNICE V MULTI-BODY SYSTÉMU

CALCULATION OF CON-ROD STRESS IN MULTI-BODY SYSTEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MAREK MALINSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. RADIM DUNDÁLEK, Ph.D.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Marek Malinský

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Namáhání ojnice v multi-body systému

v anglickém jazyce:

Calculation of Con-rod Stress in Multi-Body System

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vytvoření klikového mechanismu v multi-body systému. Vytvoření modelu ojnice pomocí metody konečných prvků a jeho import do MBS. Provedení pevnostní analýzy. Vyslovení závěrů.

Cíle diplomové práce:

Osvojení důležitých pojmů zadaného tématu. Získání přehledu o moderních výpočtových metodách. Vyslovení k možnosti použití multi-body systémů jako nástrojů pro pevnostně deformační analýzu.

Seznam odborné literatury:

[1] HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

[2] STONE , Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire : Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 25.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Prohlášení

Prohlašuji, že diplomovou práci na téma „Namáhání ojnice v multi-body systému“ jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce s použitím odborné literatury, kterou na konci práce řádně cituji.

Poděkování

Moje poděkování náleží především vedoucímu diplomové práce Ing. Radimu Dundálkovi, Ph.D. Děkuji mu za jeho mimořádnou ochotu, obětavost a čas, který mi v průběhu studia věnoval. Rovněž děkuji svým rodičům a přítelkyni za podporu během studia a všem ostatním, kteří mi byli jakkoli nápomocní.

V Brně dne 25. 4. 2010

.....
Marek Malinský

Bibliografická citace práce:

MALINSKÝ, M. *Namáhání ojnice v multi-body systému*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 82 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

Anotace

Diplomová práce se zabývá vytvořením metodiky pro výpočet namáhání ojnice spalovacího motoru v MBS softwaru. Samotná práce je rozdělena do několik etap, a to krátké rešerše soudobých ojníc, modelování ojnice za využití Pro/E, metodiky přípravy konečněprvkového modelu ojnice a modální analýzy v softwaru ANSYS, vytvoření šablony virtuálního spalovacího motoru s poddajnou ojnící a provedení samotné pevnostní analýzy v softwaru ADAMS/Engine. Toto téma je náročné na kombinaci a využití hned několika výpočetních softwarů. Práce poskytuje přehled možností, postupů a metodiku vlastního řešení namáhání ojnice, která slouží pro objasnění a zpřehlednění dané problematiky.

Klíčová slova

ADAMS, ANSYS, klikové ústrojí, ojnice

Annotation

The aim of my thesis is to create a procedure for the calculation of con rod stress in MBS Software. The thesis contains several parts, i.e. a short research of contemporary con rods, con rod modelling with the use of Pro/E, methodics of the finite-element con rod model preparation and model analysis in ANSYS Software, creating of virtual combustion engine template with flexible con rod and carrying out a strain hardening analysis in ADAM/Engine software. The theme of my thesis is quite demanding in the combination and the use of several computer software programmes. The thesis offers a survey of possibilities, procedures and methodics of con rod stress solutions that help to clarify the matter.

Key words

ADAMS, ANSYS, crankshaft mechanism, con-rod

Obsah

Obsah.....	7
Přehled použitých zkratk a symbolů.....	9
1 ÚVOD A MOTIVACE.....	10
2 VÝROBA OJNIC.....	11
3 KONSTRUKCE SOUDOBÝCH OJNIC.....	12
3.1 Ojnice a její části.....	12
3.2 Oko ojnice a bronzová pouzdra.....	13
3.3 Konstrukce tenkostěnných ocelových pánví.....	14
3.4 Průřezy ojničního oka.....	15
3.5 Dřík ojnice.....	15
3.6 Hlava ojnice.....	16
3.7 Víko ojnice.....	16
3.8 Ojniční šrouby.....	18
4 NAMÁHÁNÍ OJNICE.....	19
4.1 Namáhání oka ojnice.....	19
4.2 Namáhání dříku ojnice.....	20
4.3 Namáhání hlavy ojnice.....	20
5 ROZMĚRY OJNICE.....	21
6 STANOVENÍ METODIKY NAMÁHÁNÍ OJNICE.....	22
7 CAD MODEL OJNICE SPALOVACÍHO MOTORU.....	24
7.1 Fyzikální a mechanické vlastnosti modelu ojnice.....	25
7.1.1 Výpis fyzikálních a mechanických vlastností z Pro/E.....	27
7.2 Úprava CAD modelu pro konverzi do MKP softwaru.....	28
7.3 Konverze CAD modelu do ANSYS 11.0.....	30

Obsah

8	MKP MODEL OJNICE SPALOVACÍHO MOTORU.....	31
8.1	Metodika řešení v ANSYSu.....	31
8.2	Charakteristika a volba typu elementů.....	33
8.3	Prutové náhrady v okách ojnice.....	38
8.4	Modální analýza.....	40
8.5	MNF soubory.....	44
8.6	Konverze MKP modelu do ADAMS/Engine.....	45
9	MULTI-BODY SYSTÉM – SOFTWARE MSC. ADAMS.....	46
9.1	Multi-body systém – ADAMS/Engine.....	47
9.1.1	Metodika řešení v ADAMS/Engine.....	48
9.1.2	Galerie mechanických soustav v databázi ADAMS/Engine.....	49
9.2	Sestavení šablony klikového ústrojí v ADAMS/Engine Template Builder.....	50
9.2.1	Globální nastavení motoru (Engine Global Dataset).....	51
9.2.2	Crank Train Wizard.....	53
9.2.3	Náhrada tuhé ojnice za poddajnou.....	56
9.3	Sestavení subsystému klikového ústrojí v ADAMS/Engine Standard Interface.....	58
9.3.1	Síla od tlaku plynů.....	59
9.3.2	Model hydrodynamického ložiska.....	60
9.4	Sestava klikového ústrojí virtuálního motoru v ADAMS/Engine.....	61
10	NAMÁHÁNÍ OJNICE V MULTI-BODY SYSTÉMU.....	63
10.1	Zobrazení výsledků pevnostní analýzy a průběhů sil v klikovém mechanismu.....	64
11	ZÁVĚR A ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ.....	81
	Literatura a přílohy.....	82

Přehled použitých zkratk a symbolů

α_b	<i>součinitel lineární tepelné roztažnosti</i>	$[K^{-1}]$
γ	<i>součinitel tepelné roztažnosti</i>	$[K^{-1}]$
μ_0	<i>Poissonovo číslo</i>	$[-]$
ρ_0	<i>hustota materiálu oceli</i>	$[kg/m^3]$
ζ	<i>štíhlostní poměr ojnice</i>	$[-]$
ω	<i>úhlová rychlost</i>	$[rad/s]$
D	<i>průměr pístu</i>	$[m]$
DOF	<i>počet stupňů volnosti</i>	$[-]$
$DÚ$	<i>dolní úvrat' pístu</i>	$[-]$
E_0	<i>Youngův modul pružnosti pro ocel</i>	$[MPa]$
E_b	<i>Youngův modul pružnosti pro bronz</i>	$[MPa]$
F_{sp}	<i>síla od tlaku plynů</i>	$[N]$
$F_{SP}^{'}$	<i>posuvná setrvačná síla prvního řádu</i>	$[N]$
$F_{SP}^{''}$	<i>posuvná setrvačná síla druhého řádu</i>	$[N]$
G	<i>modul pružnosti ve smyku</i>	$[MPa]$
h_{min}	<i>minimální tloušťka mazacího filmu</i>	$[mm]$
$HÚ$	<i>horní úvrat' pístu</i>	$[-]$
I_{min}	<i>minimální hodnota osového kvadratického momentu</i>	$[m^4]$
i	<i>poloměr setrvačnosti středního průřezu dříku</i>	$[m]$
l	<i>délka ojnice</i>	$[m]$
MBS	<i>multi-body systém (software)</i>	$[-]$
MKP	<i>metoda konečných prvků</i>	$[-]$
MMC	<i>metal matrix composite</i>	$[-]$
n	<i>otáčky motoru</i>	$[min^{-1}]$
MNF	<i>soubor popisující vlastnosti poddajného tělesa</i>	$[-]$
$p(\alpha)$	<i>tlak plynů závislý na otočení klikové hřídele</i>	$[MPa]$
R_e	<i>mez kluzu v tahu</i>	$[MPa]$
R_{eo}	<i>mez kluzu v ohybu</i>	$[MPa]$
R_m	<i>mez pevnosti v tahu</i>	$[MPa]$
$ROT(X,Y,Z)$	<i>rotace v osách x,y,z</i>	$[-]$
S_P	<i>plocha pístu</i>	$[mm^2]$
S_{str}	<i>plocha průřezu dříku</i>	$[m^2]$
u_b	<i>relativní rychlost</i>	$[m/s]$
$U(X,Y,Z)$	<i>posuvy v osách x,y,z</i>	$[-]$
W	<i>normálové zatížení ložiska</i>	$[N]$

1 ÚVOD A MOTIVACE

Cílem této diplomové práce je vytvoření metodiky namáhání ojnice spalovacího motoru v MBS softwaru, objasnění a zpřehlednění této problematiky. S využitím soudobých specifických programů, které se zabývají danou problematikou, je možné simulovat nejrůznější mechanické zatížení a zjistit různá chování dané součásti.

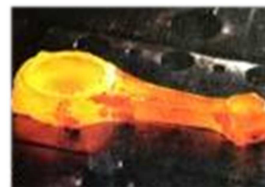
Toto téma jsem si vybral z důvodu vytvoření metodiky, která dosud nebyla zpracována v rámci diplomových ani jiných prací, a to včetně webového rozhraní. Informace o této problematice jsou velice kusé. Téma pro namáhání ojnice v MBS softwaru ADAMS/Engine je tedy zcela nové, neotřelé a poskytuje základní popis pro postup při výpočtu ojnice v MBS.

Při zpracování této práce jsem využíval softwarů Pro/Engineer, ANSYS a ADAMS/Engine. Všechny tyto programy jsou nezbytné pro návrh a výpočet daného modelu už v předvýrobní etapě a následně k jeho mechanickému virtuálnímu namáhání. Díky těmto nástrojům jsou vývoj a optimalizace daných strojních součástí sníženy na podstatně kratší dobu, což vede ke snížení ekonomické zátěže. V praxi je však nutné vyrobený prototyp verifikovat a v případě nutnosti, zpětnou vazbou, model upravit.

Práce pojednává o prvotním vytvoření CAD modelu přesně dle zadaných parametrů a následného importu do konečněprvkového softwaru ANSYS. Zde je provedeno rozdělení ojnice na jednotlivé elementy pomocí mapovaného síťování celé ojnice. Dále je provedena modální analýza, která vede ke zjištění vlastních frekvencí a vlastních tvarů několika řádů. K převedení vysíťované ojnice z MKP do MBS softwaru je nezbytné mít vytvořené attachment nodes (přípojný uzly) v okách ojnice včetně prutové náhrady. Přitom důraz je kladen na to, aby takové vyztužení co nejméně ovlivnilo konečné výsledky. Takový model je převeden do MBS pomocí MNF souboru, kde je nahrazena původní tuhá defaultní ojnice. Po vytvoření klikového ústrojí virtuálního jednoválcového motoru je provedena samotná pevnostní analýza. Výsledky řešení diplomové práce je řada videoanimací a obrázků, které zobrazují pevnost ojnice při jednotlivých zkoušených stavech. Závěr práce je věnován zhodnocení výsledků.

2 VÝROBA OJNIC

Ojnice jsou vyráběny převážně z oceli třídy 11 až 15, u vysoce namáhaných ojnic přeplňovaných motorů i z oceli třídy 16. V naprosté většině se vyrábějí zápustkovým kováním. Tato metoda zabezpečuje vysokou pevnost a houževnatost vlivem zhuštění vnitřní struktury kováním.



Přesnost vyrobených zápustek pak snižuje podíl třískového obrábění na minimum. Třískové obrábění probíhá na místech pro ložiskové pánve a pístní čep. Další možností výroby ojnic je technologie odléváním. Tato technologie využívá kujné nebo tvárné litiny. V soudobých motorech se také setkáváme s hliníkovými nebo titanovými ojnicemi, které jsou výhodné svou hmotností. Pro zvýšení únavové pevnosti se pak v některých případech povrch ojnice kuličkuje nebo leští. Minimalizuje se tak výskyt mikroskopických trhlin a míst, kde by mohlo dojít k únavovému lomu ojnice. Pro dosahování co nejmenších hmotností ojnic se využívají materiály ze slinutých kovů nebo kompozitů MMC, kde celková hmotnost ojnice může klesnout až o 35%.



a) b)



c) d)



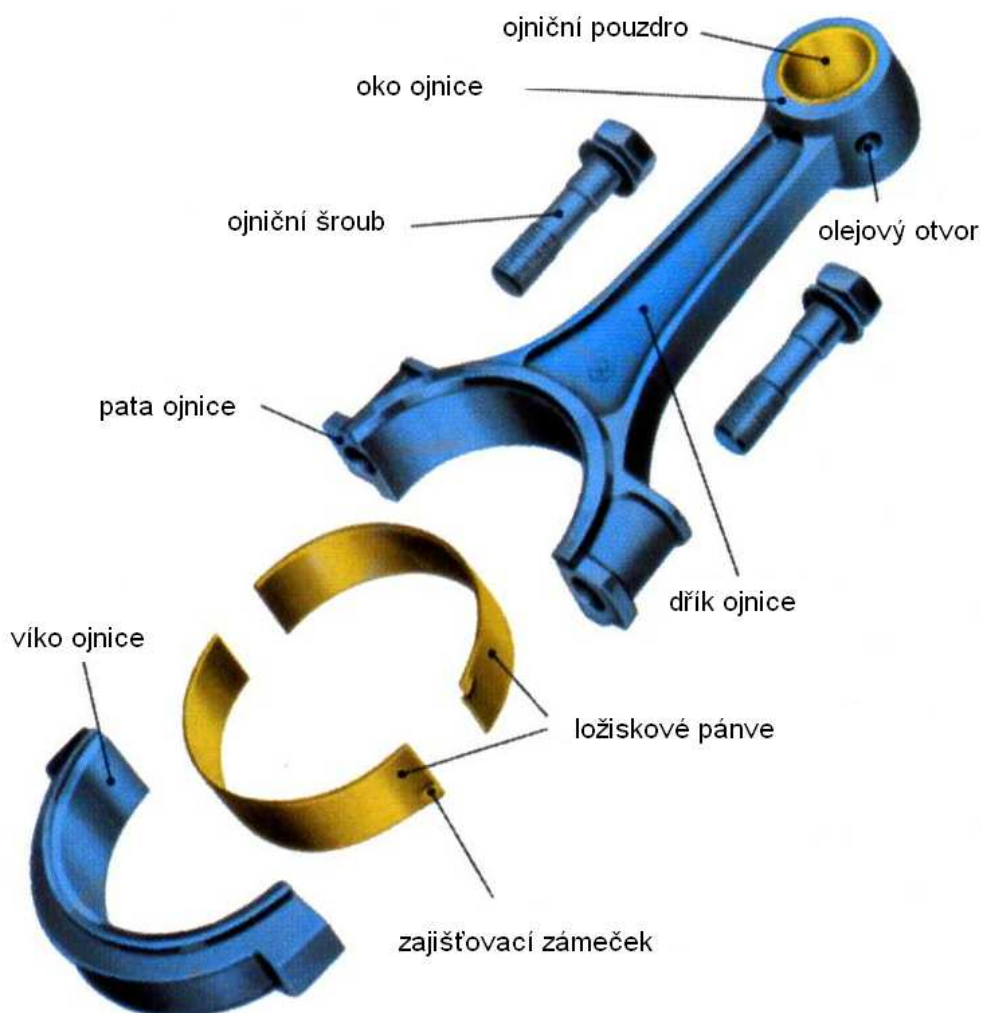
Na **obrázku 1** je znázorněn postup při zápustkovém kování. Obrázek a) znázorňuje polotovár ojnice pro kování. Tento polotovár je při správné teplotě vložen do zápustky (obrázek b), kde je vykován. Na obrázku c) je výkovek před opracováním a na obrázku d) při opracování velkého oka ojnice.

Obr. 1 Výroba ojnic [3]

3 KONSTRUKCE SOUDOBÝCH OJNIC

3.1 Ojnice a její části

Ojnice spalovacího motoru patří k jedné z nejvíce namáhaných součástí celého motoru. Je vzájemně spojena s pístem, který koná přímočarý vratný pohyb, a s klikovou hřídelí, která koná rotační pohyb. Takový obecný rovinný pohyb namáhané součásti je velmi složitý a v čase proměnný. Ojnice spalovacího motoru musí pojmout sílu od tlaku plynů, která působí při spalování na píst, a přenést ji na ojniční čep klikové hřídele, který na rameni klikové hřídele vytvoří točivý moment motoru. Klasická ojnice pro čtyřdobé motory se skládá z malého a velkého ojničního oka, dřívku, ojničního pouzdra a ložiskových pánví, víka ojnice, ojničních šroubů a olejového otvoru pro dostatečné mazání kluzných částí. Ojnice je níže na **obrázku 2**.



Obr. 2 Model ojnice čtyřdobého motoru [3]

Požadavky na ojnici

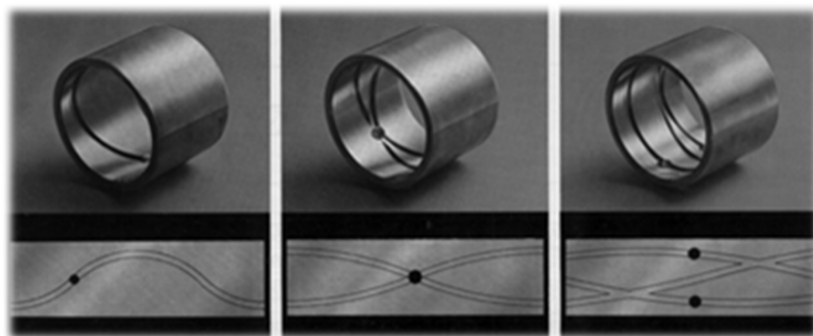
- co nejmenší hmotnost ojnice a tím menší setrvačné síly - docílíme volbou materiálu nebo samotnou konstrukcí ojnice (návrhem)
- co největší tuhost ok, plynulé zaoblení dříku do hlavy ojnice - zvyšujeme nálitky nebo pomocí žeber (kompromis mezi hmotností a tuhostí)
- co nejmenší příčné momenty působící na ojnici - minimalizujeme pomocí žeber
- demontáž ojnice vývrtem válce

3.2 Oko ojnice a bronzová pouzdra

Oko ojnice spojuje píst s ojnici přes pístní čep, který je většinou dutý. Uložení pístního čepu bývá zpravidla realizováno s vůlí. To znamená, že pístní čep má vždy takovou vůli, aby mohl být po přehřevu pístu lehce zasunutelný. Pístní čep může být uložen v ojnici několika způsoby, a to :

- jako plovoucí čep – čep je uložen s vůlí a během provozu motoru se volně otáčí jak v pístu, tak v pouzdře ojnice - opotřebení bývá rovnoměrné díky rozložení tlaku na styčné plochy
- jako čep pevně uložený (s přesahem) – pístní čep je zalisován do oka ojnice
- jako čep pevně uložený (s přesahem) – pístní čep je zalisován do nálitku v pístu

Na oku ojnice je vyvrtán mazací otvor. V malém oku ojnice bývá zalisováno bronzové pouzdro, které svými podélnými drážkami přivádí olej na celou plochu ložiska (obr. 3). Olej se akumuluje u mazacího otvoru ve formě olejové mlhy nebo z odrazu ode dna pístu. Takové ložisko má velmi dobré kluzné vlastnosti. Dalším způsobem jak nahradit bronzové pouzdro je využít tenkostěnné ocelové pánve s výstelkou z olověného bronzu (PbCuSn). Bronzové pouzdro

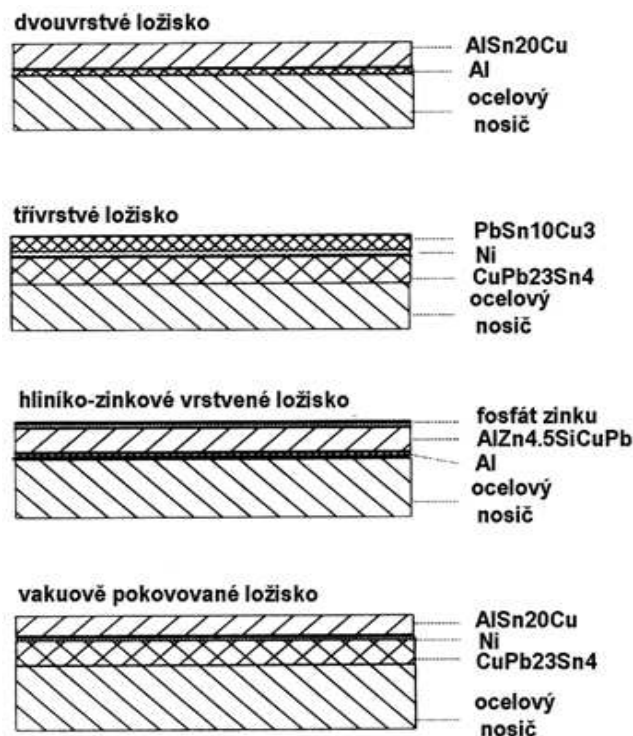


je zalisováno do oka ojnice a vystruženo na požadovaný rozměr. Ocelové tenkostěnné pánve se nevystružují a proti otáčení jsou zajištěny dostatečným přesahem při zalisování.

Obr. 3 Bronzové ložisko pístního čepu [3]

3.3 Konstrukce tenkostěnných ocelových pánví

Tenkostěnné ocelové pánve ve spojení s ojnicí se používají na ojnicích čepech klikové hřídele a v oku ojnice pro pístní čep. Konstrukční řešení vychází z několika vrstev, které jsou nanесeny po celé ploše pánve. První ložiska obsahovala pouze jednu složku vrstvy. Dnes se tato ložiska vyznačují čtyřsložkovým nebo vícenosložkovým vrstvením povrchu. Základem je ocelový nosič, na němž je pevně naválcovaná kompozice z oloveného bronzu, respektive hliníková



kompozice. Tato kompozice dosahuje řádově desetin milimetrů. Na ni je galvanicky nanесena další vrstvička niklu, respektive zinku a dále záběhová vrstvička olovnaté kompozice nebo molybdenu. Poslední nanесené vrstvy jsou řádově v μm . Takové ložisko usnadňuje vlastní záběh a zároveň se vyznačuje výbornou odolností proti opotřebení. Provedení ložiska se objevilo i v drážkované verzi, ale s přihlédnutím k ekonomické stránce se používají zřídka. Požadavky na kvalitu výstelky (počet vrstev a použité kompozice) vychází především ze samotného zatěžování ojnice, zejména pak ze sil od tlaku plynů. Ložisko musí být odolné vůči otěru, korozi, tepelnému namáhání a musí dobře snášet mezní stavy mazání jako polosuché tření při rozběhu a doběhu motoru. [3]



Obr. 4 Presentace ložiskových pánví [3]

3.4 Průřezy ojničního oka

U více namáhaných motorů nebývá použit obdélníkový průřez malého ojničního oka, nýbrž průřez lichoběžníkový nebo stupňovitý. Lichoběžníkový tvar oka kopíruje tvar nálitku v pístu. Výhodou takového uspořádání je přenos velkých tlakových sil styčnou plochou mezi nálitkem

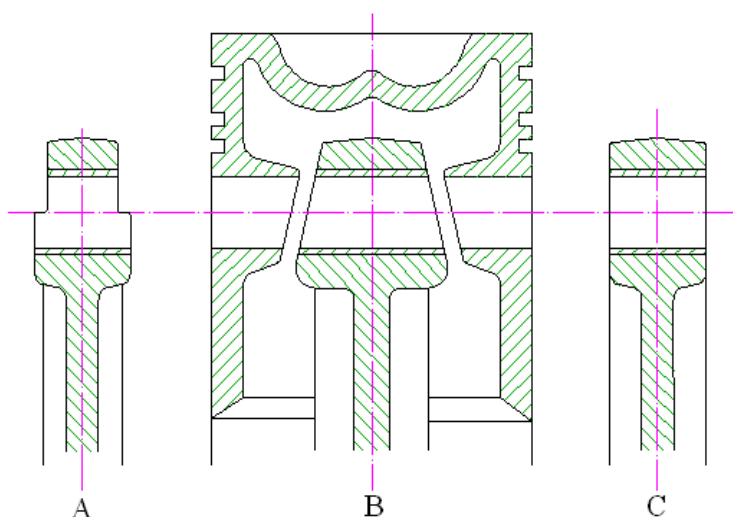
v pístu a okem ojnice. Setrvačné síly, které působí na ojnici, jsou menší než tlakové síly, a proto na jejich přenesení postačuje menší plocha oka ojnice a tím i méně materiálu.

Na obrázku 5 je názorně vidět tvarování malého ojničního oka stupňovitě, lichoběžníkově společně s nálitkem v pístu a klasicky obdélníkově.

A – stupňovité oko

B – lichoběžníkové oko

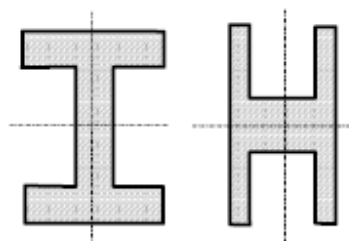
C – obdélníkové oko



Obr. 5 Tvarování ojničního oka

3.5 Dřík ojnice

Dřík ojnice má z pevnostních důvodů příčný profil svého průřezu ve tvaru **I** nebo ve tvaru **H**, přičemž tyto profily jsou nejvíce odolné vůči mechanickému namáhání ojnice - namáhání tlakem, ohybem a vzpěrem. V úvahu musíme brát také únavové namáhání. Z tohoto důvodu je plynulý přechod zaoblením z dříku do oka i do hlavy ojnice nezbytný, stejně tak jako všechny ostré hrany. Tak minimalizujeme koncentraci napětí a vznik trhlin, které později vedou k únavovému lomu ojnice. V případě lomu ojnice za chodu motoru dochází k rozsáhlému poškození motoru. Z těchto důsledků bývá bezpečnost ojnice konstruována na hodnotu 2-2,5 a vyšší. Dřík ojnice ve tvaru průřezu **H** je používán v motorech pro závodní automobily. U velkých vznětových motorů se můžeme setkat s vrtaným dříkem, přičemž tento mazací otvor zajišťuje tlakové mazání pístního čepu. Průřezy dříku jsou vidět na obrázku 5a.



Výška a šířka průřezu dříku ojnice bývá většinou v poměru 1,3 – 1,6.

Délka dříku ojnice se vyskytuje od 1,6 - 2 násobku zdvihu pístu.

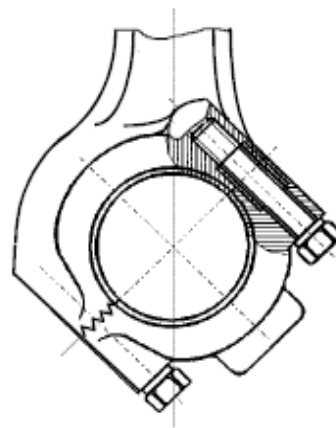
Obr. 5a Průřezy dříku ojnice [3]

3.6 Hlava ojnice

Hlavním požadavkem na hlavu ojnice je malá hmotnost a velká tuhost. Tím je zamezena deformace ložiskových pánví. Tyto pánve jsou vyrobeny z tenkého ocelového plechu a jsou na své vnitřní ploše upraveny tak, aby dosahovaly výborných kluzných vlastností. Na tyto plochy se nanáší speciální vrstva ložiskového kovu, který má požadované kluzné vlastnosti. Ložiskové pánve jsou zabezpečeny proti vzájemnému pootočení a jsou aretovány v pevné poloze. Aretace je docíleno pomocí výstupků na ložiskových pánvích, které zapadají do vyfrézovaných drážek v hlavě ojnice. Pánve nejsou nijak značeny pro vzájemnou montáž, i když síla působící na jednotlivé pánve je rozdílná. Více namáhaná pánev je v hlavě ojnice, méně namáhaná ve víku ojnice.

U čtyřdobých motorů bývají hlavy ojnice z převážné většiny dělené, protože klikové hřídele jsou vykovány nebo odlity v celku. U dvoudobých motorů bývají klikové hřídele skládány, a tudíž hlavy ojnic jsou nedělené.

Dělení hlavy ojnice kolmé na osu ojnice se provádí u motorů, jejichž ojniční čep má průměr menší než $0,65 D$. Tento požadavek vyplývá z možnosti montáže a demontáže ojnice vývrtem válce. V opačném případě by bylo nutné vyjmout motor z vozidla a demontovat pístní skupinu ven přes klikovou hřídel. V případě průměru ojničního čepu nad $0,65 D$ je řešením vést dělicí rovinu do roviny šikmé k ose ojnice pod úhlem 30° , 45° nebo 60° . Takto dělenou ojnicí je opět možné demontovat z motoru vývrtem válce. Vzhledem k danému řešení a k horšímu zachycení napjatosti v dělicí rovině vychází daná ojnice hmotnější a méně tuhá. K lepšímu přenosu napjatosti v dělicí rovině slouží vyfrézované drážky, které také slouží pro lepší aretaci hlavy ojnice. [3]



Obr. 6 Dělená hlava ojnice v šikmé rovině [3]

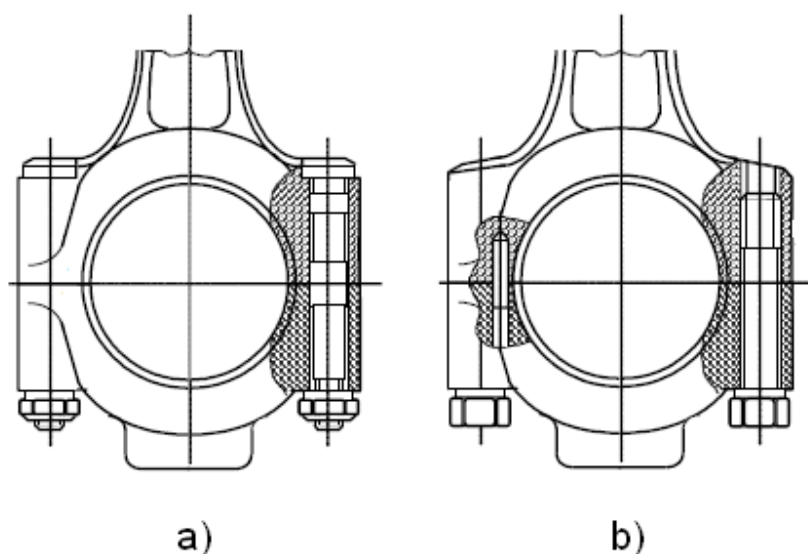
3.7 Víko ojnice

Víko ojnice je připevněno k hlavě ojnice ojničními šrouby. Poloha víka ojnice vůči hlavě ojnice bývá zabezpečována několika způsoby. Nejčastější způsoby jsou:

- válcovou plochou na dříku ojničního šroubu
- dvojicí válcových kolíků
- broušenou vložkou a drážkováním styčných ploch víka a hlavy ojnice, obr. 6
- vytvořením dělicí roviny řízeným lomem

Zabezpečení polohy víka a hlavy ojnice je důležité především z výrobních důvodů, kdy je požadována po obrobení velkého oka ojnice jeho kruhovitost a válcovitost, která je nezbytná pro správné uložení ložiskových pánví. Aby nedocházelo k zaměnitelnosti mezi víky ojnic, provádí se elektrojiskrové nebo jiné označování jednotlivých součástí. Každý pár víka a hlavy ojnice má své (stejně) číslo. To udává, do kterého válce daná ojnice patří.

Poznámka: Toto značení vychází z technologických zvyklostí výrobců.



Způsoby polohování:

- a) válcová plocha na dříku ojnicního šroubu
- b) dvojicí válcových kolíků

Obr. 7 Způsoby polohování [3]

Vytvoření dělicí roviny řízeným lomem mezi víkem a hlavou ojnice



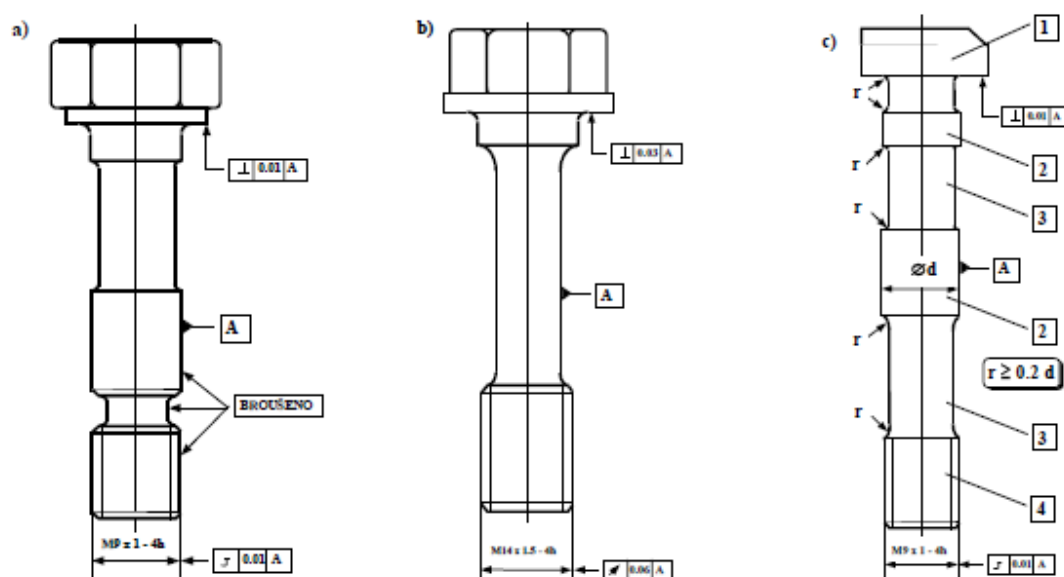
Vytvoření dělicí roviny pomocí řízeného křehkého lomu je výhodné hned z několika pohledů. Nemí možné, aby docházelo k záměnám víka ojnice za jiné víko ojnice a dokonce ani není možné přetočit víko ojnice. Přetočení není možné díky naprosto originálnímu lomu ojnice. Zrnitá plocha lomu má charakteristický tvar, který náleží jen jedné ojnici a zabezpečuje velmi přesné spojení víka a hlavy ojnice. Tato plocha také přispívá k polohování víka ojnice k hlavě ojnice. K dělení ojnice se může použít rozpínací trn nebo speciální nástroje, které pomocí rázu do vrubu ojnici rozlomí. Tento způsob dělení je ekonomicky velmi výhodný. Ojnice musí být před rozlomením zcela opracovaná. Po opracování dojde k odlomení víka ojnice, přičemž je důležité, aby křehký lom byl čistý a bez plastických deformací. Pokud se ojnice vyměňují, tak vždy jako sada. [3]

Obr. 8 Rozlomená ojnice řízeným křehkým lomem [3]

3.8 Ojniční šrouby

Ojniční šrouby jsou namáhány při provozu motoru proměnnými silovými dynamickými účinky. Pokud hlava ojnice není dostatečně tuhá, dochází ke generování přídavného zatížení, které nepříznivě namáhá ojnici především na ohyb. Tato zatížení jsou velice nepříjemná, protože se při výpočtu neuvažují. Tuhost hlavy ojnice se zvyšuje správným umístěním ojničních šroubů, a to 1-1,5 mm od ložiskové pánve. Zabraňuje se tak „rozevírání“ dělicí roviny a přispívá k navyšování tuhosti.

Hlavní zatížení je pak způsobováno posuvnými setrvačnými silami pístní skupiny a ojnice a rotujících hmot ojnice nad osou dělicí roviny, ale také statickou silou předpětí ojničních šroubů. Maximální hodnota zatížení ojničních šroubů je v HÚ pístu mezi výfukovým a sacím zdvihem. Stříhové namáhání ojnice pak snižujeme drážkováním dělicí roviny a částečně i řízeným křehkým lomem, v němž je napjatost pohlcována. Takovéto šrouby správně předepjaté utahovacím momentem není potřeba dále zajišťovat podložkami a zaručují bezpečné spojení. Závit šroubu pak bývá s malým stoupáním, důvodem je snížení napjatosti v závitech. Nejčastěji M8 x 1, M10 x 1,5 pro zážehové motory a M12 x 1,5 pro vznětové motory, dle konstrukce větší. Šrouby a matice se vyrábějí z vysoce kvalitních ocelí a závit je válcován k dosažení vyšší pevnosti. U speciálních ojníc pro závodní účely jsou šrouby vyrobeny se zúženým dříkem. Přestože je průřez dříku menší, jeho únavová pevnost je vyšší a šroub celkově pružnější. Jako materiál pro výrobu ojničních šroubů lze použít vysokolegovanou zušlechtěnou ocel 13 240. [3]



Obr. 9 Způsoby konstrukce ojničních šroubů [3]

- a) Zavrtaný ojniční šroub se středící plochou.
- b) Zavrtaný ojniční šroub se středěním víka ojnice kolíky, trubkovým čepem nebo lomem.
- c) Průchozí šroub s válcovou středící plochou.

4 NAMÁHÁNÍ OJNICE

Ojnice čtyřdobého motoru je velmi dynamicky namáhaná strojní součást spalovacího motoru. Na její bezchybné činnosti závisí celý přenos točivého momentu. Jestliže dojde během chodu motoru k destrukci ojnice jejím rozlomením, dochází v celé řadě případů k rozsáhlému poškození celého motoru. Není jen znehodnocena ojnice, ale dojde k zničení pístu, ventilů, vstřikovače, samotného válce, vložky nebo poškození klikové hřídele a proražení vany motoru. Z tohoto výčtu je zřejmé, že případná výměna nebo generální oprava motoru je finančně náročná. Na ojnici působí zejména tyto faktory:

- Tlakové síly vyvolané od tlaku plynů při expanzním zdvihu.
- Ohybové namáhání dříku - jsou dané kývavým pohybem dříku kolem osy pístního čepu.
- Namáháním od setrvačných sil - vznikají vlivem neustálé změny rychlosti pístu.
- Únavové namáhání ojnice - bereme v úvahu dynamický charakter zatěžujících účinků.

4.1 Namáhání oka ojnice

Oko jako část ojnice je samostatně namáháno:

- Silovým namáháním od tlaku plynů
- Setrvačnými silami posuvných hmot celé pístní skupiny
- Předpětím od zalisování a tepelného ohřevu

Nejvíce namáhaným průřezem oka ojnice je místo pro přechod dříku do oka ojnice. Tato místa jsou většinou ošetřena plynulým poloměrem pro snížení koncentrace napětí.

Tím, že do oka ojnice nalisujeme bronzové pouzdro nebo tenkostěnnou ocelovou pánev, dojde ke vzniku napětí. V důsledku tepelné roztažnosti ložiska se napětí ještě zvýší.

$$\alpha_b = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ [K}^{-1}\text{]}$$

$$E_b = 1,15 \cdot 10^5 \text{ [MPa]}$$

kde,

α_b součinitel lineární tepelné roztažnosti

E_b Youngův modul pružnosti pro bronz

Poznámka: Výsledné napětí by se mělo pohybovat od 100 ÷ 150 MPa.

4.2 Namáhání dřívku ojnice

- Tlakem při expanzním zdvihu zmenšeném o setrvačné síly posuvných hmot
- Tahem - vlivem setrvačných sil.
- Ohybem - vlivem neustálého kývavého pohybu kolem osy pístního čepu.

Pro štíhlé ojnice se provádí kontrola na vzpěr. U běžných ojnic výpočet vede na řešení dle Navier-Rankina a štíhlostní poměr je v rozmezí $\xi = 15 \div 40$ [-].

$$\xi = \frac{l}{i} \quad [-] \quad (1)$$

$$I = \sqrt{\frac{I_{\min}}{S_{\text{str}}}} \quad [\text{m}] \quad (2)$$

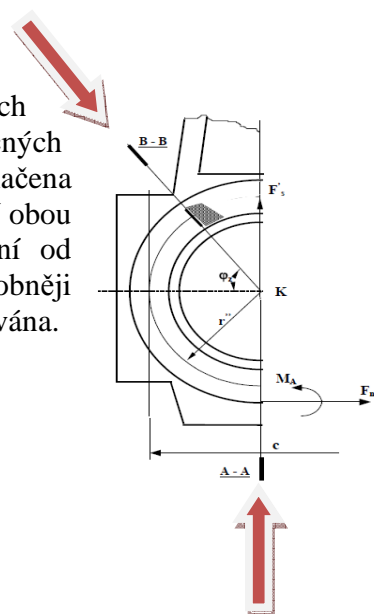
kde,

l	[m]	délka ojnice
i	[m]	poloměr setrvačnosti středního průřezu dřívku
I_{\min}	[m ⁴]	minimální hodnota osového kvadratického momentu
S_{str}	[m ²]	plocha průřezu dřívku

4.3 Namáhání hlavy ojnice

V důsledku působení setrvačných sil posuvných a rotujících hmotností je maximální zatížení za HÚ. Zároveň vznikají v příčných průřezích hlavy ojnice velká napětí. Nebezpečná místa jsou vyznačena na obrázku 9a. Namáhání hlavy je zřejmé ve dvou rovinách. V obou případech je namáhání od tlaku plynů a setrvačné namáhání od posuvných a rotujících hmot ojnice. Tato problematika je podrobněji popsána v dostupné literatuře a nebude v rámci této práce diskutována.

- Namáhání v rovině souměrnosti víka ojnice
- Namáhání v místě spojení dřívku s hlavou ojnice



Obr. 9a Roviny namáhání hlavy ojnice

5 ROZMĚRY OJNICE

Rozměry ojnice pro tvorbu modelu

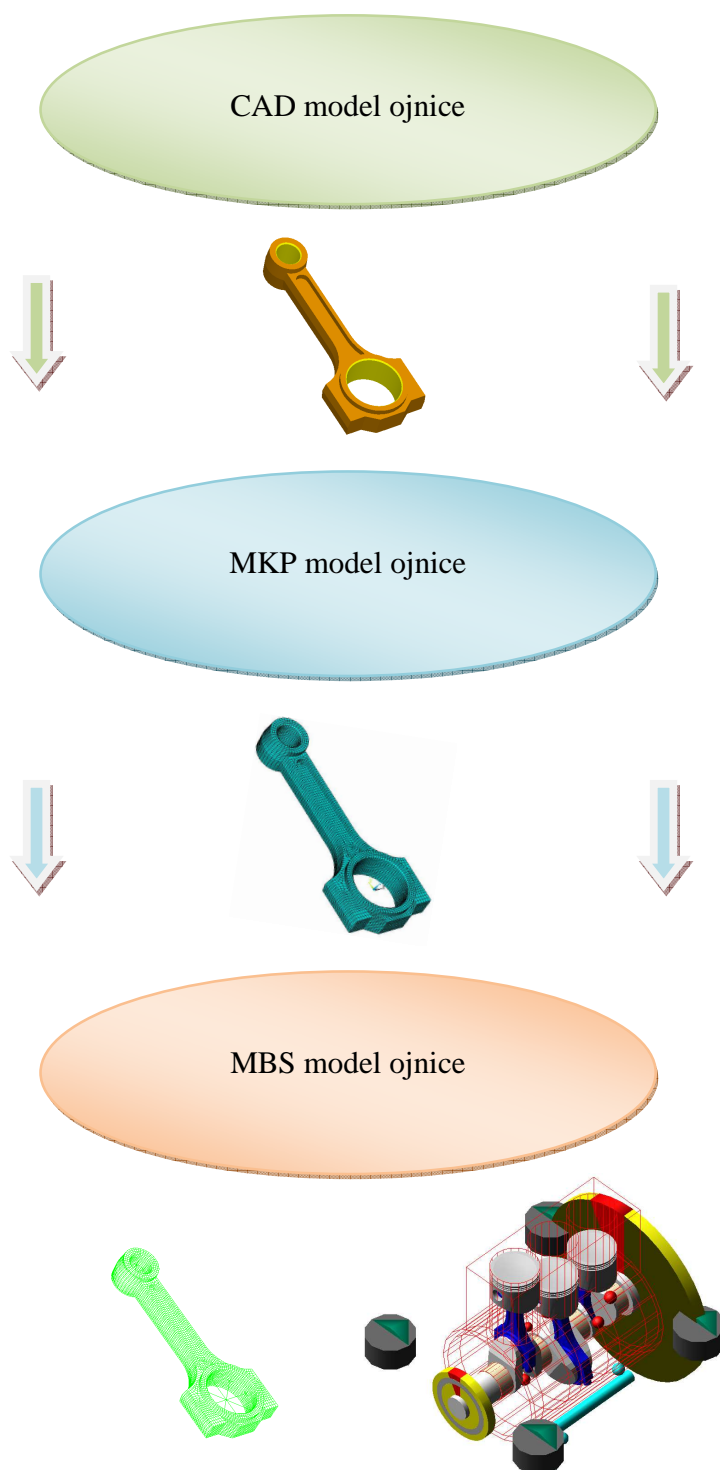
Průměr velkého oka	(Big Eye Diameter)	46	[mm]
Délka velkého oka	(Big Eye Lenght)	24,8	[mm]
Průměr malého oka	(Small Eye Diameter)	20	[mm]
Délka malého oka	(Small Eye Lenght)	25	[mm]
Efektivní délka ojnice	(Effective Con Rod Lenght)	138	[mm]

Doplňkové informace

Hmotnost ojnice	(Con Rod Mass)	0,6013	[kg]
Vrtání válce	(Bore Diameter)	76,5	[mm]
Zdvih válce	(Stroke)	86,9	[mm]
Osová vzdálenost válců	(Axial Cylinder Distance)	82	[mm]
Pořadí zapalování	(Ignition Sequence)	1 (1-3-4-2)	[-]

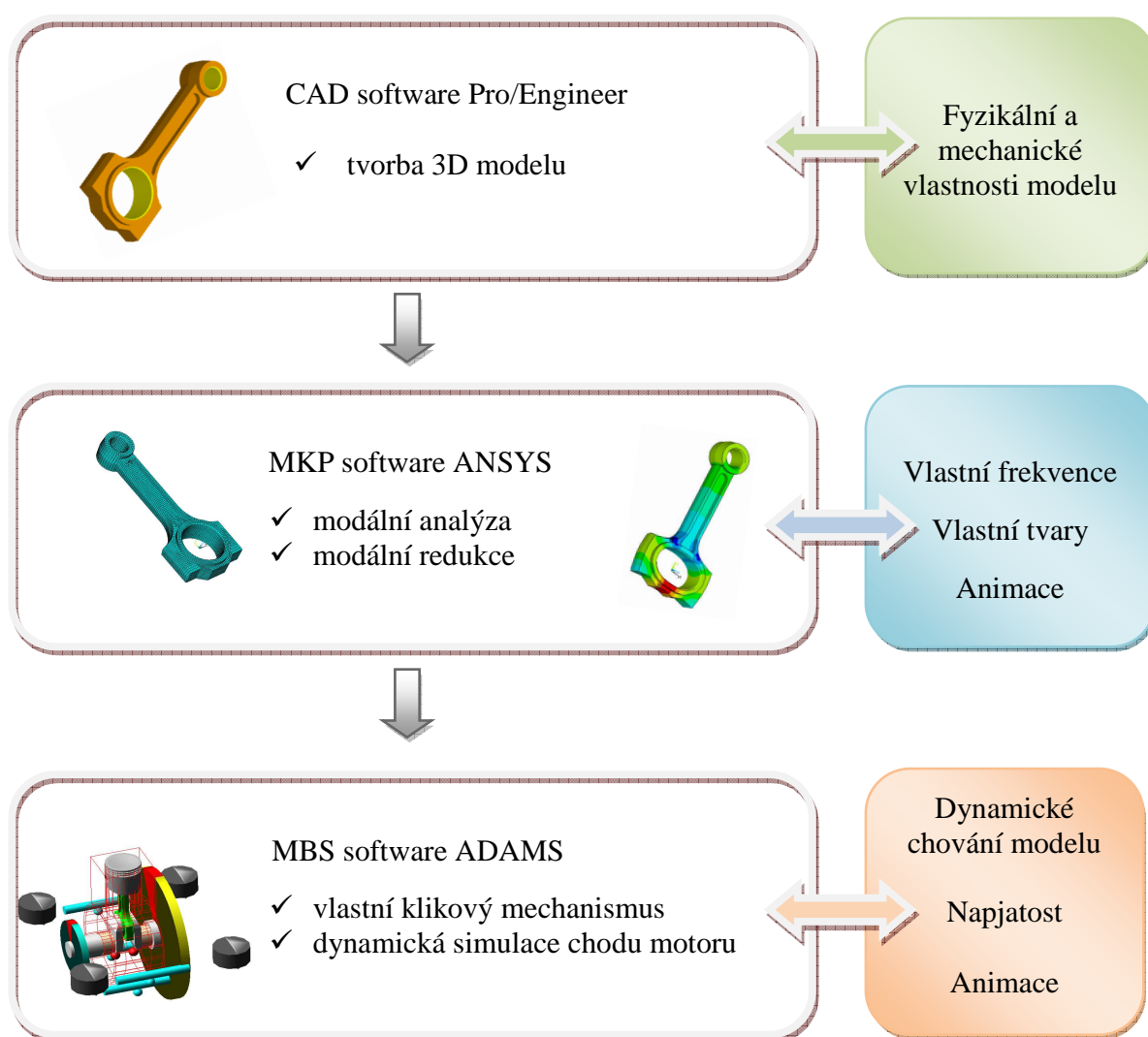
Další potřebné rozměry jako momenty setrvačnosti jednotlivých součástí jsou převzaty z podobného modelu klikového ústrojí.

6 STANOVENÍ METODIKY NAMÁHÁNÍ OJNICE



Metodika pevnostní analýzy je sestavena podle pořadí, které v této práci respektuji, a je postupováno podle ní. Na začátku metodiky stojí geometrický CAD model ojnice, který je potřeba převést do MKP softwaru Ansys. V něm je převeden do matematického modelu, který se chová jako poddajné těleso. Tento model je dále importován do MBS softwaru, kde je provedena simulace běhu motoru s poddajným modelem ojnice.

Matematické (výpočtové) modely následně umožňují řešit statické úlohy (napjatostní analýzu, deformace) nebo dynamické úlohy (modální analýzu). Podrobnější informace o metodice vlastního řešení jsou uvedeny vždy v příslušné kapitole.



Obr. 10 Metodika pevnostní analýzy

7 CAD MODEL OJNICE SPALOVACÍHO MOTORU

Model ojnice je vytvořen za pomoci 3D softwaru Pro/Engineer Wildfire 3.0. Tento program je hojně využíván pro modelování nejrůznějších strojních součástí a v praxi je značně rozšířen. Tvorba modelu je prvním krokem, který je nezbytný pro další využití a propojení s ostatními výpočtovými softwary. V případě, že výsledky ve výpočtovém programu nejsou vyhovující, upravuje se model v CAD systému a procedura výpočtu se znovu opakuje.

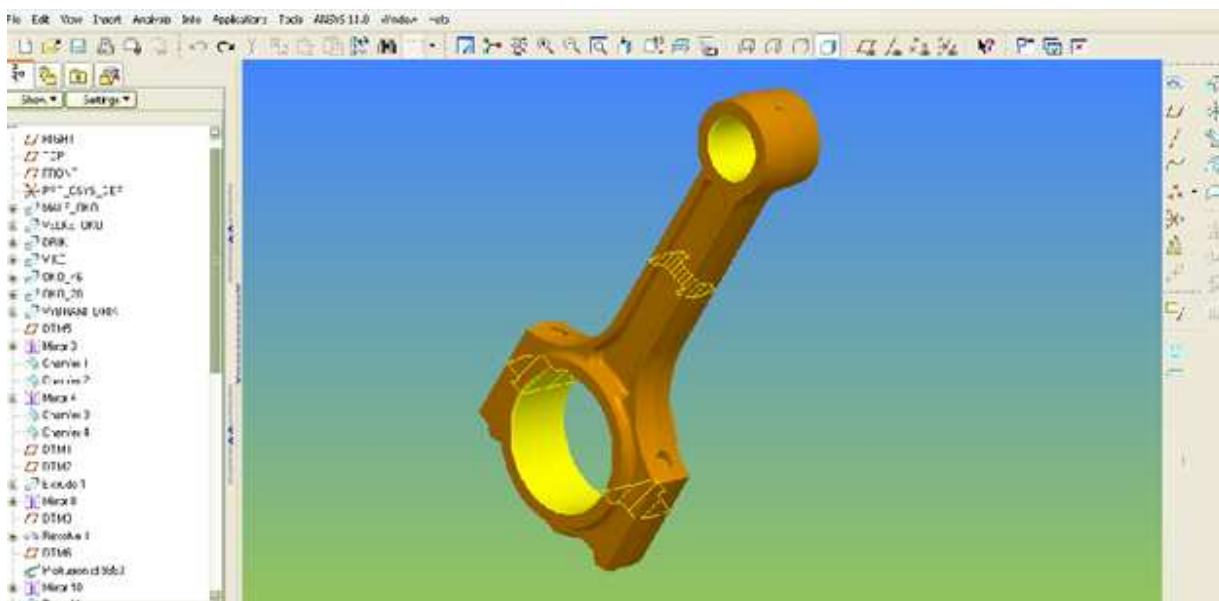
Model ojnice je vytvořen pomocí funkcí extrude tool, revolve tool případně protrusion nástroji. Takto po částech vysunutý objemový model je upraven poloměry a sraženými hranami.



Obr. 11 CAD model ojnice

7.1 Fyzikální a mechanické vlastnosti modelu ojnice

Na obrázku je zobrazeno uživatelské prostředí softwaru Pro/Engineer. Pomocí zobrazení řezů (cross sections) vytvořených v daných rovinách (planes) je možno vidět skutečný tvar průřezu modelu.



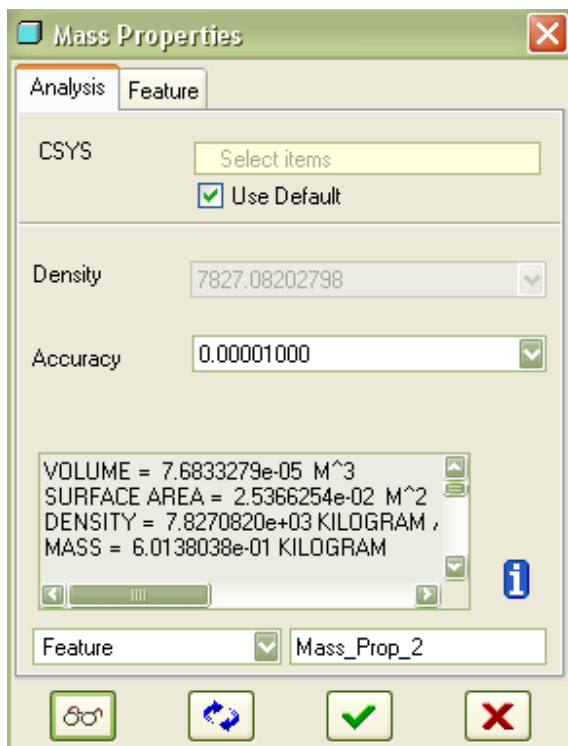
Obr. 12 Uživatelské prostředí Pro/Engineer

Po charakterizování údajů o použitém materiálu ojnice je možné zjistit některé z dalších vlastností ojnice.

Jako materiálový vstup Pro/E vyžaduje zejména:

- | | |
|--|--|
| ✓ Youngův modul pružnosti (Young's Modulus) | $E_o = 2,05 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ |
| ✓ Poissonovo číslo (Poisson's Ratio) | $\mu_o = 0,27 [-]$ |
| ✓ Hustota materiálu (Density of Material) | $\rho_o = 7827 \text{ Kg/m}^3$ |
| ✓ Součinitel tepelné roztažnosti (Coeff. of Thermal Expansion) | $\gamma_o = 11,6 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ |

Tyto zadané fyzikální vlastnosti se zadávají následně v MKP softwaru Ansys. Proto je nutné zachovat stejné veličiny při výpočtu.



Pro/Engineer vypočte ze zadaných hodnot:

- Objem (Volume)
- Plochu (Surface Area)
- Hmotnost (Mass)
- Těžiště (Center of Gravity)
Počátek souřadného systému je umístěn v oku velkého oka ojnice.
- Tenzor setrvačnosti (Inertia Tensor)
- Tenzor setrvačnosti vztažený k těžišti (Inertia at Center of Gravity)

Mechanické vlastnosti materiálu ojnice jsou nezbytné pro samotný výpočet. Jako materiál je vybrána nízkolegovaná ocel, která se používá i na výrobu klikových hřídelí.

Materiál nízkolegovaná ocel 15 230

Mez pevnosti v tahu $R_m = 980 \text{ MPa}$

Mez kluzu v tahu $R_e = 590 \text{ MPa}$

Mez kluzu v ohybu $R_{e0} = 708 \text{ MPa}$

Modul pružnosti v tahu $E_0 = 2,05 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Modul pružnosti ve smyku $G = 8,0 \cdot 10^4 \text{ MPa}$

7.1.1 Výpis fyzikálních a mechanických vlastností z Pro/EVOLUME = 7.6833279e-05 M³SURFACE AREA = 2.5366254e-02 M²DENSITY = 7.8270820e+03 KILOGRAM / M³

MASS = 6.0138038e-01 KILOGRAM

CENTER OF GRAVITY with respect to _VYKOVEK coordinate frame:

X Y Z 0.0000000e+00 4.2497694e-02 0.0000000e+00 M

INERTIA with respect to _VYKOVEK coordinate frame: (KILOGRAM * M²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz	3.1660837e-03	0.0000000e+00	0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz	0.0000000e+00	2.2483852e-04	1.0526402e-09
Izx Izy Izz	0.0000000e+00	1.0526402e-09	3.3519333e-03

INERTIA at CENTER OF GRAVITY with respect to _VYKOVEK coordinate frame:
(KILOGRAM * M²)

INERTIA TENSOR:

Ixx Ixy Ixz	2.0799583e-03	0.0000000e+00	0.0000000e+00
Iyx Iyy Iyz	0.0000000e+00	2.2483852e-04	7.6046704e-10
Izx Izy Izz	0.0000000e+00	7.6046704e-10	2.2658079e-03

PRINCIPAL MOMENTS OF INERTIA: (KILOGRAM * M²)

I1 I2 I3 2.2483852e-04 2.0799583e-03 2.2658079e-03

ROTATION MATRIX from _VYKOVEK orientation to PRINCIPAL AXES:

0.00000	-1.00000	0.00000
1.00000	0.00000	0.00000
0.00000	0.00000	1.00000

ROTATION ANGLES from _VYKOVEK orientation to PRINCIPAL AXES (degrees):

angles about x y z 0.000 0.000 90.000

RADII OF GYRATION with respect to PRINCIPAL AXES:

R1 R2 R3 1.9335737e-02 5.8810203e-02 6.1381418e-02 M

7.2 Úprava CAD modelu pro konverzi do MKP softwaru

Takto vymodelovanou ojnicí je potřeba před samotným převedením do MKP upravit. Vzhledem k tomu, že chování poddajných těles v multi-body systému je založeno na modální bázi, byly při tvorbě MKP modelu brány v potaz následující skutečnosti. Model neobsahuje rádiusy, drobné detaily a pro zjednodušení modelu ani ojniční šrouby. Tyto úpravy zcela minimálně ovlivní modální vlastnosti ojnice, mohou mít však významný vliv na pevnostně-deformační charakteristiky, ale pro celkové vlastnosti jako tuhost a hmotnost jsou nevýznamné.

Pokud máme takto upravený model, pomůžeme si hned v několika rovinách:

- ✓ lze poměrně slušně pravidelně vysítovat celou ojnicí bez potřeby využití speciálních softwarů jako jsou Pro/mesh, Dyna apod.
- ✓ při vytváření sítě nedochází k výraznějšímu nárůstu počtu konečných prvků, je možné využít mapované sítě (mapped meshing)
- ✓ čas potřebný pro výpočet je zkrácen

Pokud by měla být ojnice podrobena multiaxiální analýze životnosti, je třeba uvažovat všechny drobnosti, rádiusy, sražené hrany, šrouby. Ty mají totiž významný vliv na koncentraci napětí, vznik trhlin a celkové únavové namáhání. Obecně výsledek této analýzy je zobrazen jako průběh součinitele bezpečnosti k mezi únavy v závislosti na otáčkách. Tato analýza však není cílem této práce a nebude zde dále rozebírána.

Na následujících modelech jsou zobrazeny ojnice před vlastní úpravou a po úpravě. Zde je graficky znázorněno, do jaké míry se týká „odlehčení“ ojnice. Části ojnice, které budou odstraněny z modelu, jsou zobrazeny na modelu šedou barvou. Upravená ojnice pak reprezentuje finální geometrický model, který se následně importuje do ANSYSu.

Poznámka: Odlehčený model je asi o 10 g lehčí.



Obr. 13 Zjednodušení CAD modelu ojnice

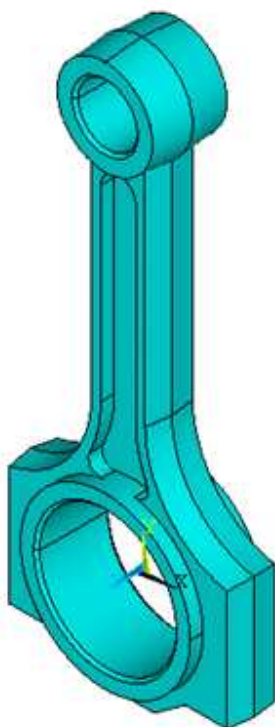
7.3 Konverze CAD modelu do ANSYS 11.0

Převod finálního CAD modelu do MKP softwaru ANSYS je bezproblémový. Standardně se vytváří při instalaci Pro/Engineer a Ansysu propojení, které umožňuje tento převod. V takovém případě stačí kliknout v horní liště Pro/E na záložku ANSYS 11.0 a vybrat AnsysGeom. Poté už stačí načíst geometrický model přes File/Read input from nebo po automatickém spuštění konečněprvkového softwaru načíst jeho objem (Plot/Volumes).

V případě, že není možné toto propojení softwaru, využívá se ukládání 3D CAD modelu ve vhodném formátu, který dokáže Ansys otevřít (*.igs, *.anf).

Na **obrázku 14** je znázorněn převedený geometrický 3D model ojnice do MKP programu Ansys. Již není rozdělen na jednotlivé části (parts) jako v Pro/E, ale je tu reprezentován jako jeden objemový celek.

Počátek globálního souřadného systému je stejně jako v Pro/E i v Ansysu ve středu velkého ojničního oka (střed ojničního čepu).



Obr. 14 Importovaný model v ANSYSu

8 MKP MODEL OJNICE SPALOVACÍHO MOTORU

8.1 Metodika řešení v ANSYSu

Metoda konečných prvků (MKP) je jedna z nejpoužívanějších numerických metod pro řešení multifyzikálních inženýrských úloh mechaniky kontinua. Toto řešení následně vede na soustavu parciálních diferenciálních rovnic.

Jedním z nejpoužívanějších softwarů využívající MKP je Ansys, který je značně na VUT rozšířen a je použit i pro tuto práci.

Struktura tohoto softwaru se dá rozdělit na tři skupiny, na pre-processing, processing a post-processing. Základní metodika Ansysu spočívá v rozdělení tří-dimenzionálního objemového modelu na konečný počet objemů (volumes). Každý prvek (element) je definovaný v knihovně Ansysu. Je určený tvar, počet a uspořádání uzlů. Vybraným prvkem je síťován (dělen) konečný počet objemů. Tím vznikne prostorová síť (mesh) s uzly (nodes).

Struktura v programu Ansys - metodika

➤ *Pre-processing*

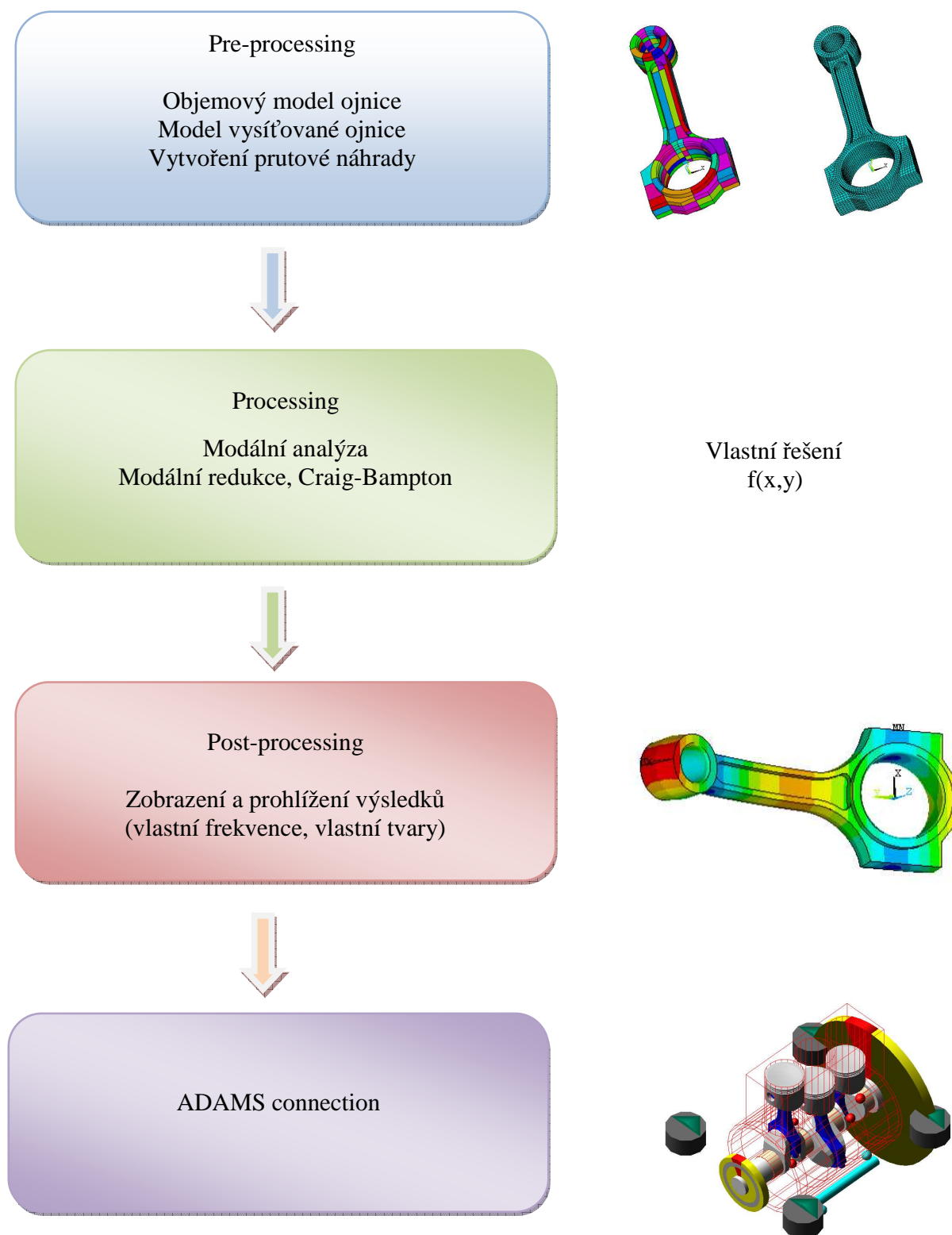
- ✓ vybrat typ elementu
- ✓ zvolit chování materiálu – lineární, elastický, isotropní
- ✓ zadat Youngův modul pružnosti, Poissonovo číslo – stejné hodnoty jako v Pro/E
- ✓ zadat hustotu materiálu - hustota materiálu je však v Ansysu zadávána jako tuna na mm^3 [t/mm^3], musíme tedy přepočítat danou hustotu materiálu z Kg/m^3 . Výsledná hustota je dána násobkem 10^{-12} (např. $7820 \cdot 10^{-12} \text{ t/mm}^3$)
- ✓ rozdělit model na konečný počet objemů, pomocí Booleanovských operací
- ✓ vysíťování modelu vybraným elementem o zvolené velikosti a topologii sítě
- ✓ případné zavazbení modelu a definování zatížení modelu

➤ *Processing*

- ✓ vlastní řešení

➤ *Post-processing*

- ✓ zobrazení a prohlížení výsledků v grafické nebo textové podobě
- ✓ zobrazení a prohlížení výsledků prostřednictvím animací



Obr. 15 Metodika řešení v ANSYSu

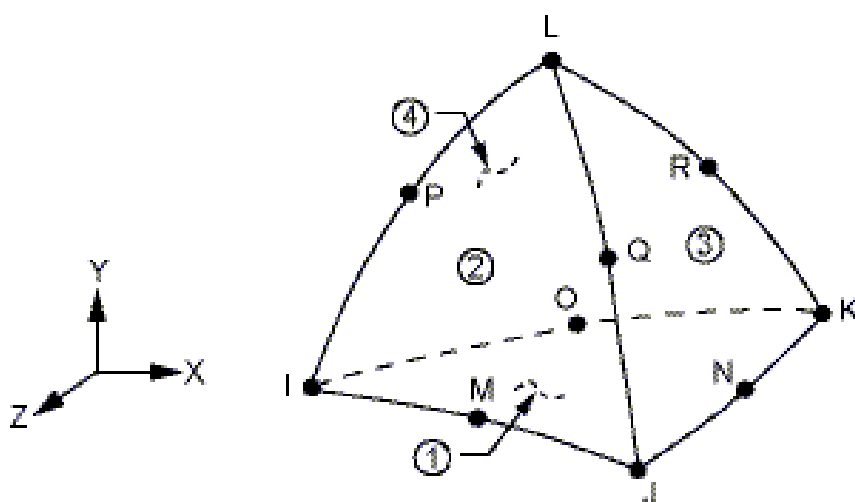
8.2 Charakteristika a volba typu elementů

Zvolení typu prvků (element types) je výchozí pro způsob síťování modelu. Každý prvek je charakterizován svým tvarem, počtem a způsobem uspořádání jednotlivých uzlů (nodes). Pro vysíťování ojnice lze využít dva typy sítí, mapované (mapped meshing) nebo volné (free meshing).

Vlastnosti elementů pro volné síťování při využití

- ✚ Lze vysíťovat jakýkoli tvar modelu
- ✚ Značný nárůst konečných prvků
- ✚ Výpočtová složitost, delší výpočtový čas, náročnost na hardware
- ✚ Výsledky jsou vypočítány s drobnými odchylkami

Při síťování objemového modelu ojnice může být vybírán jako typický představitel volného síťování prvek Solid / Tet 10 node 187. Jedná se o „tetrahedrál“ čtyřstěnný 10-ti uzlový kvadratický prvek s uzlem v každém vrcholu a uprostřed každé hrany. Každý z uzlů je definován třemi stupni volnosti (**D**egrees **O**f **F**reedom). **DOF** jsou definovány ve třech osách x, y, z. Posunutí každého elementu lze zjistit při načtení výsledků. Volné síťování vytváří nepravidelnou strukturu sítě a je snaha se jí vyhnout.



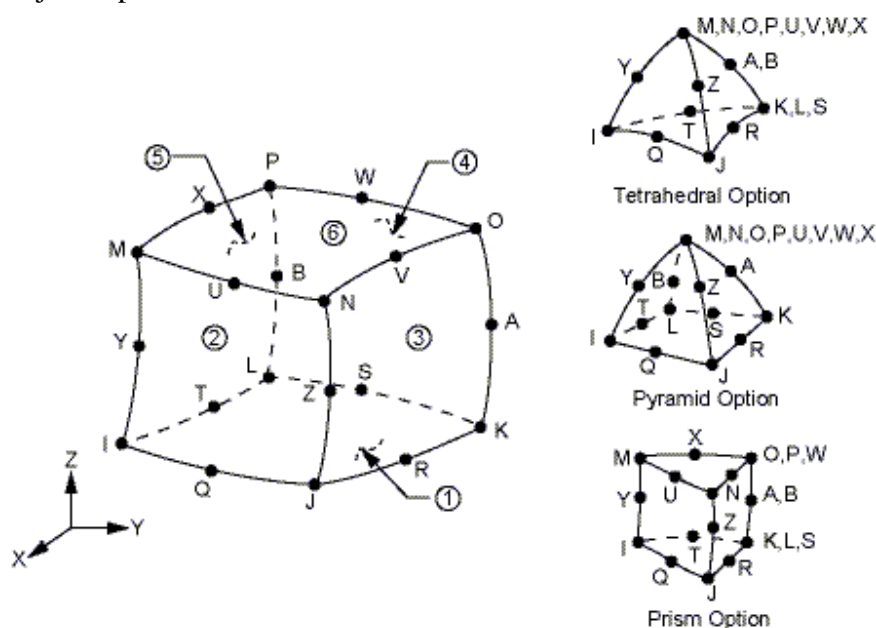
Obr. 16 Geometrie kvadratického prvku pro volné síťování

Pro vytvoření co nejvíce pravidelné sítě modelu je nezbytné použít mapovaného síťování nebo tzv. sweep. To je způsob mapovaného síťování, kdy je síť tažena od jedné plochy k druhé. V reálném, tvarově složitém modelu je mnohdy vytvoření pravidelné sítě problém, a proto je možnost využít speciálních softwarů k vytvoření této sítě (Pro/Mesh). Z důvodu tvorby co nejvíce pravidelné sítě přispívá i zjednodušený model ojnice. Tento druh sítě je použit v diplomové práci.

Vlastnosti elementů pro mapované síťování při využití

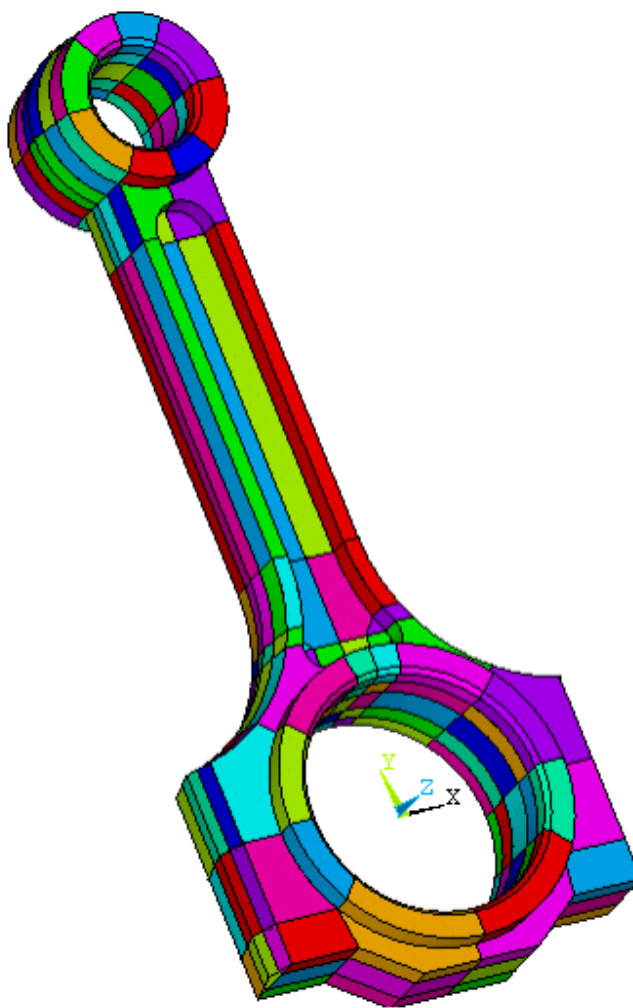
- ✚ Obtížné vysíťování složitějšího modelu
- ✚ Optimalizovaný počet elementů, pravidelná síť
- ✚ Kratší výpočtový čas
- ✚ Přesnější výsledky

Síť je vytvořena za pomoci mapovaného a sweepovaného síťování. Objem ojnice je rozdělen tak, aby každý dílčí objem splňoval topologii použitého prvku a bylo možné jeho síťování. Pro síťování modelu ojnice jsem použil prvek Solid / 20 node 186. Tento prvek je definován jako „hexahedrální“ šestihranný kvadratický 20-ti uzlový prvek (krychle, kvádr) s uzly v každém vrcholu a uprostřed každé hrany. V případě nestejně topologie při sweepovaném síťování je definována modifikace tohoto prvku. Tyto modifikace jsou zobrazeny na obrázcích. Z nich je zřejmé jak se prvek může zdeformovat.



Obr. 17 Geometrie kvadratického prvku pro mapované síťování

Po importu objemového modelu ojnice z Pro/E je provedeno nastavení okrajových podmínek v rámci pre-processingu a rozdělení modelu na menší objemy, které je možno mapovaně vysítovat. Dělení objemů je provedeno pomocí pracovních rovin (work_planes) a Booleanovských operací. Objemový model ojnice je rozdělen do konečných 240-ti dílčích objemů, které mohou být rozlišeny barevně nebo číselně.

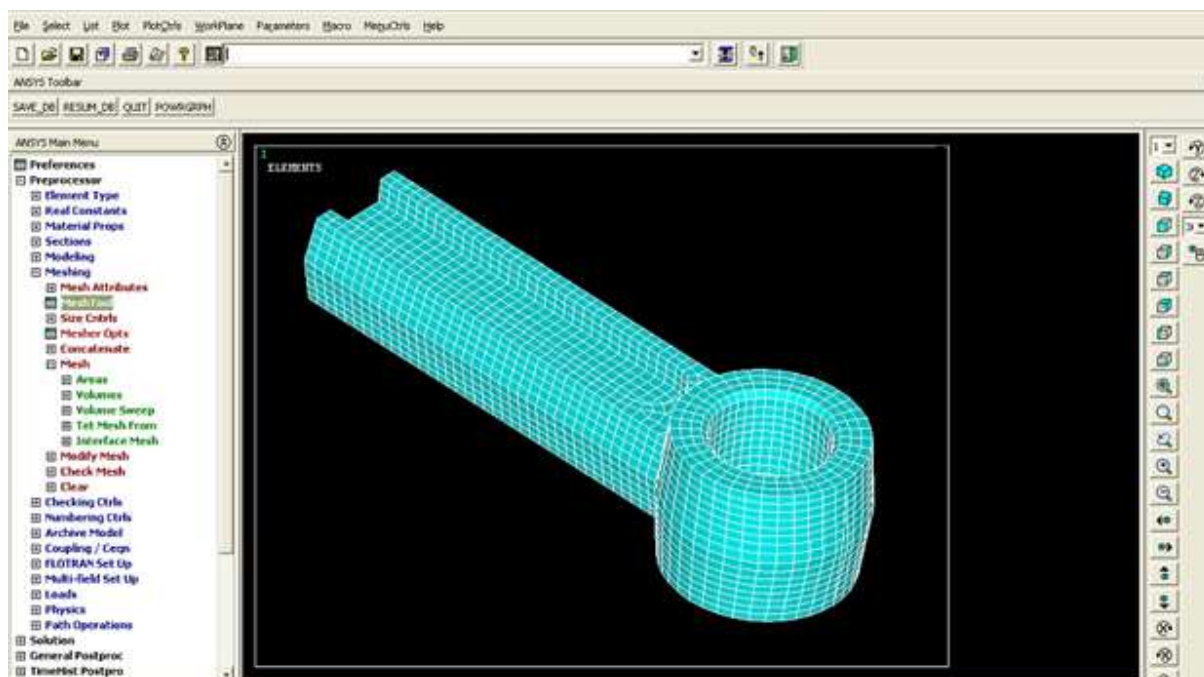


Obr. 18 Objemový model ojnice

Následující print screen zobrazuje uživatelské pracovní prostředí MKP softwaru ANSYS 11.0. Pracovní prostředí se skládá z aktivního okna, pracovního stromu pro výběr požadované činnosti a pracovní lišty. Ansys zobrazuje klíčové body (Keypoints), čáry (Lines), plochy (Areas), objemy (Volumes), prvky (Elements) nebo body sítě (Nodes). V této fázi je rozpracováno síťování modelu ojnice. Zde je zobrazena polovina vysíťovaného modelu.

Ansys má nevýhodu ve vlastním vytváření modelu. Jeho možnosti jsou omezené a tvorba složitějšího modelu je v něm těžkopádná, někdy takřka nemožná. Proto se hojně používají importy z nejrůznějších CAD softwarů (Pro/E, Inventor). Další z možných nevýhod je absence tlačítka zpět (undo). Je-li při práci s modelem udělána nějaká chyba, a nelze ji jednoduše napravit, je nutné znovunačtení databáze. Soubory se ukládají ve dvou formátech, a to *.db nebo *.dbb. Při průběžném ukládání práce se tyto soubory přepisují a vždy existují poslední dvě zálohy.

Při síťování ojnice je třeba nastavit typ prvku a velikost prvku, která je zvolena na hodnotu 2 (jemná síť). Při této velikosti narůstá počet konečných prvků, čas výpočtu, ale zároveň dosahujeme přesnějších výsledků. Při řešení větších součástí např. klikových hřídelů je vhodné zvolit kompromis. Takové výpočty můžou trvat řádově několik hodin v závislosti na výkonu počítače. Pracovní strom v Ansysu je shodný s metodikou řešení (pre-processing, processing, post-processing) a poskytuje jakýsi návod pro postup řešení.

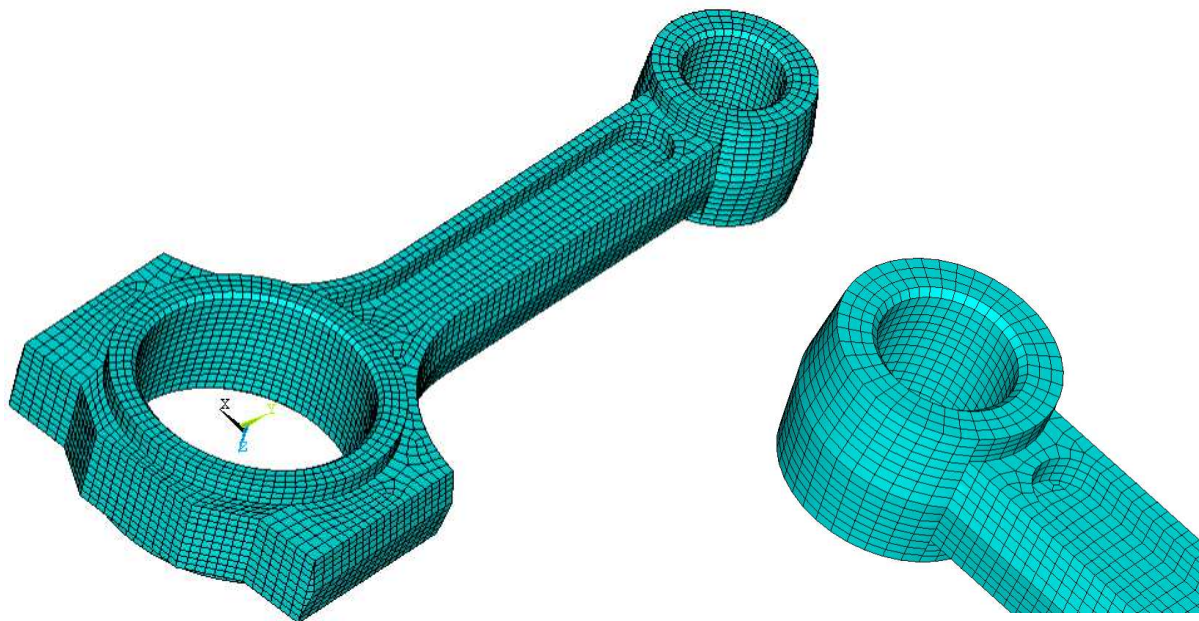


Obr. 19 Uživatelské prostředí ANSYS

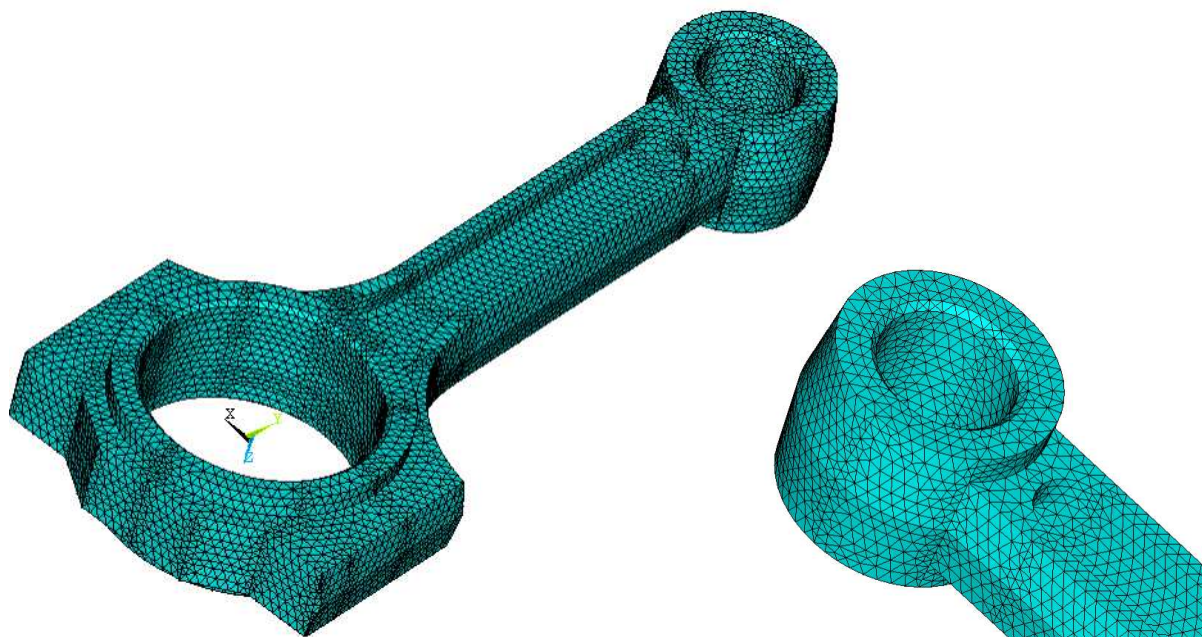
Dalším krokem je mapované vysítování celého modelu ojnice, ze kterého se bude vycházet např. při modální analýze. Ojnice je vysítována prvkem 20 node 186. Pro porovnání je zobrazen i objem ojnice volně vysítovaný.

Mapovaný model obsahuje 16 908 elementů, 78 949 nodů.

Model volně sítovaný obsahuje 87 221 elementů, 134 433 nodů.



Obr. 20 Mapovaně vysítovaný model ojnice



Obr. 21 Volně vysítovaný model ojnice

8.3 Prutové náhrady v okách ojnice

Jelikož model ojnice bude v MBS poddajný, je potřeba vyztužit oka ojnice. Vyztužení ok ojnic se provede natáhnutím prvků BEAM_4 ze středu ok ojnice na vnitřní plochu ok ojnice (ložiskové pánve). Pro řešení v Ansysu se zdá prvek BEAM_4 nevhodný a vybízí pro využití prvků LINK_10. To ale není možné kvůli následnému importu do Adamsu, který vyžaduje 6 DOF od těchto prvků.

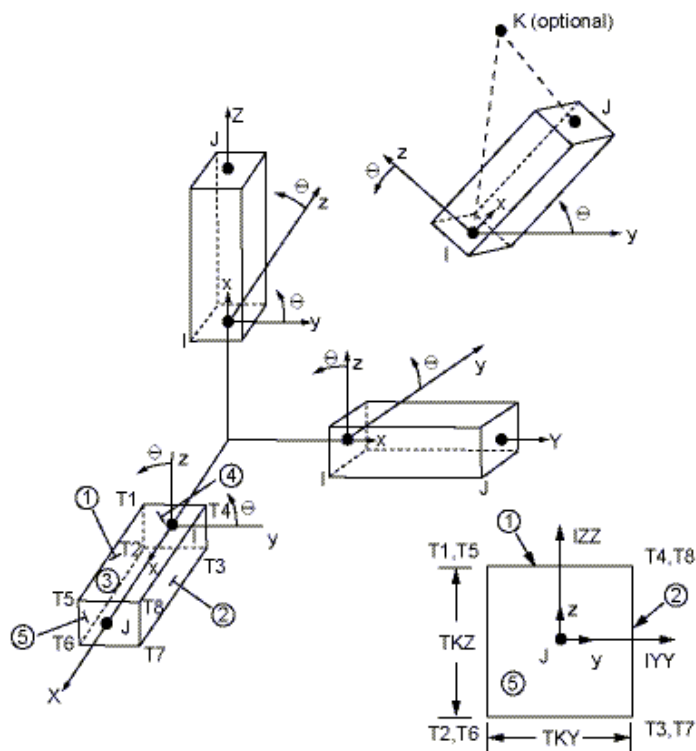
Tímto vyztužením může dojít k ovlivnění přesnosti výsledků. Oka ojnice musí být vyztužena tak, aby co nejméně ovlivnila samotnou modální analýzu. Bude-li ojnice vyztužena málo, v Adamsu se budou deformovat samotné beamy, bude-li vyztužena hodně, výsledky nebudou reálné.

Pro prvek beam_4 je důležité navrhnout hodnoty tak, aby co nejméně ovlivňovaly výsledky. Mezi ně patří Youngův modul pružnosti ($1e-5$ MPa), Poissonovo číslo (0,3), hustota ($1e-10$ t/mm³) a další reálné konstanty. [6]

Jednoduchý beam s 6 DOF

DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ

Jedná se o jednoosý prvek s tahovou, tlakovou, torzní a ohybovou schopností.

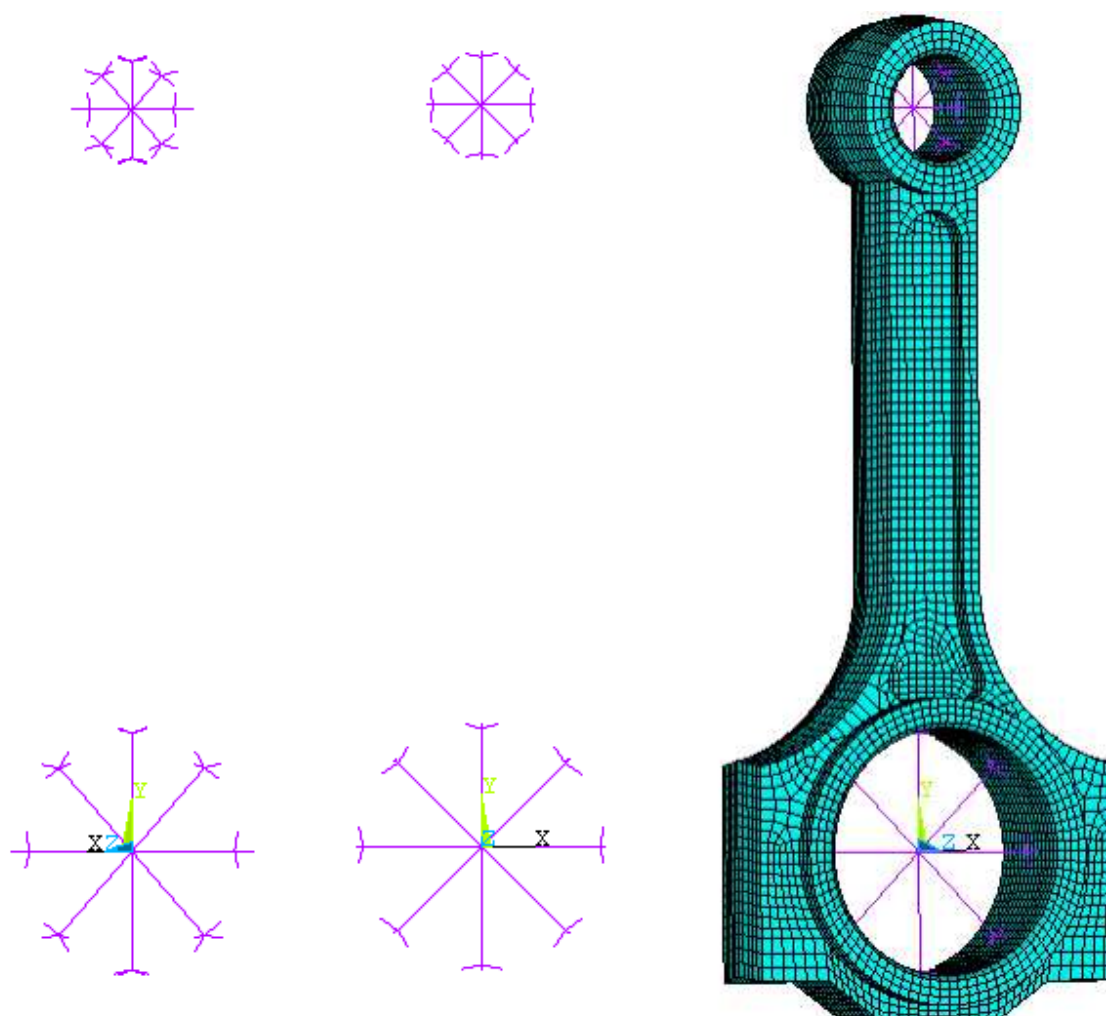


Obr. 22 Geometrie prutu BEAM_4

Konstrukce prutů vychází ze středu malého a velkého oka ojnice. Ze středů je nataženo pod úhlem 45° osm prutů, které končí nad samotnou plochou ojniční pánve, resp. ložiska, kde se dále rozdělují na hvězdicí beamů o čtyřech prutech.

Toto samotné rozdělení prutů umožňuje lepší rozložení tlaku po obvodu ok. Pruty jsou zvoleny tak, aby co nejméně ovlivnily modální analýzu, která poslouží k posouzení vlivu prutů na dynamické vlastnosti ojnice.

Pruty mohou být realizovány jiným způsobem i s jiným počtem. Avšak chceme-li použít hvězdicí, je vhodné umístit „ježka“ do středu oka. Záleží na individuálním citu každého konstruktéra. Případně srovnání několika variant a vybrání té nejvíce vhodné.



Obr. 23 Uspořádání prutů v okách ojnic, výsledný MKP model

8.4 Modální analýza

Modální analýza je součástí dynamiky, která má význam v technické diagnostice. Využitím této metody a výsledných modálních vlastností lze dobře popsat celkové dynamické chování mechanické soustavy nebo konstrukce. Poskytuje informace o vlastních frekvencích a vlastních tvarech. Tyto dynamické vlastnosti se vytvoří v požadovaných módech (n-vlastních frekvencí a tvarů).

Modální analýza v ANSYSu

Poznámka: V menu Solutions/Analysis_Type/New_Analysis, respektive Analysis_Options

Pro řešení modální analýzy jsem využil metodu „BLOCK LANCZOS“. Analýza je nastavena pro 12 vlastních tvarů, které jsou pak zobrazeny v postprocessingu jako statické obrázky vlastních tvarů nebo jako dynamické animace. Jelikož je prvních 6 vlastních frekvencí nulových (dáno 6 DOF), zbývá pro samotnou analýzu dalších 6 vlastních frekvencí, přičemž samotný výpočet na středně výkonném notebooku trvá cca 45 minut.

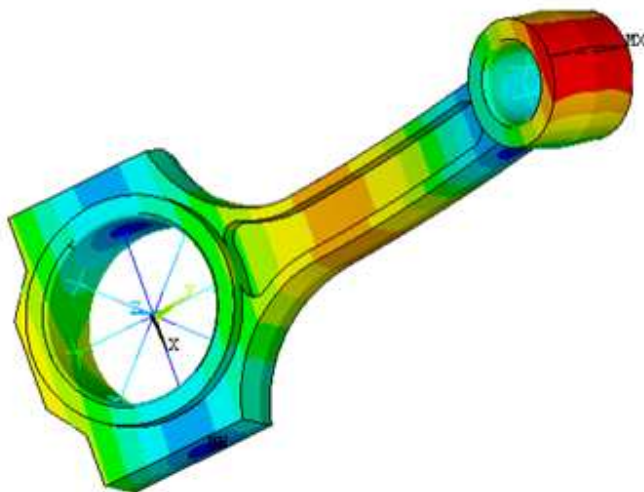
Modální analýza je provedena jak pro ojnici bez prutových náhrad, tak i pro ojnici s prutovými náhradami. Porovnáním výsledků zjistíme, nakolik prutová náhrada v okách ojnic ovlivňuje samotné řešení.

Číslo módu	Vlastní frekvence bez prutové náhrady [Hz]	Vlastní frekvence s prutovou náhradou [Hz]	Rozdíl frekvencí [Hz]	Procentuální rozdíl [%]
7	1435,60	1435,60	0,00	0,000
8	1880,00	1879,90	0,10	0,005
9	2026,90	2035,00	8,10	0,400
10	4178,70	4179,00	0,30	0,007
11	5853,50	5904,70	51,20	0,875
12	6609,10	6706,90	97,80	1,480

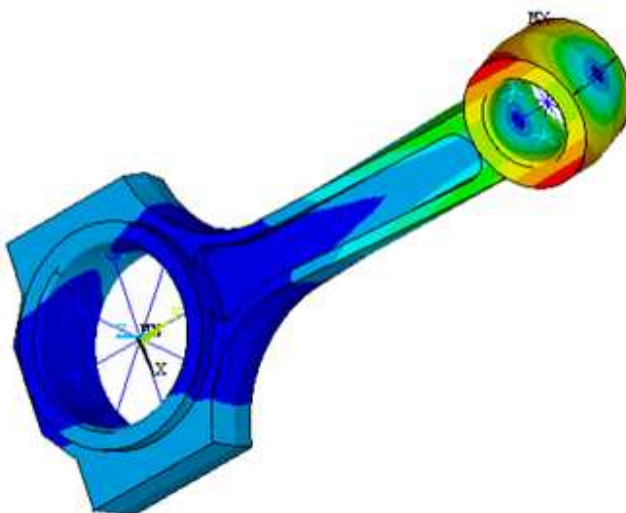
Tab. 1 Porovnání vlastních frekvencí modelu bez prutů a s pruty.

V tabulce je zobrazeno posledních šest nenulových módů a jejich vlastní frekvence. Největší odchylka nastává u dvanáctého módu, který je charakteristický dominantním tlakově-tahovým namáháním ojnice. Tento mód musí být zahrnut v Craig-Bamptonově redukci. Procentuelní odchylka se pohybuje pod 1,5%, což se zdá být relativně málo. Musíme brát v potaz, že se pohybuje ve spektru vysokých frekvencí.

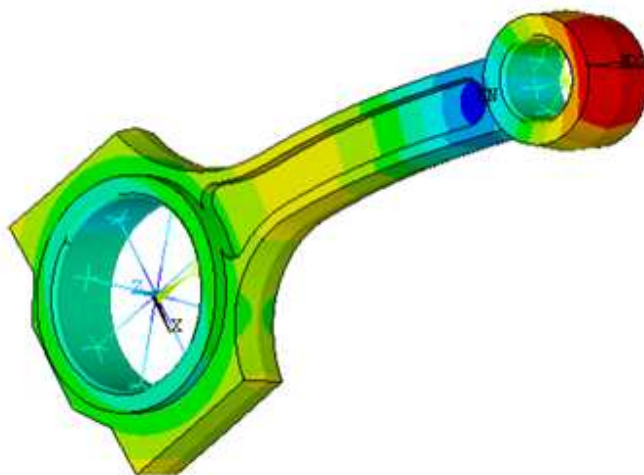
Následně jsou zobrazeny všechny vlastní tvary s prutovou náhradou v okách ojnice. (Barevné spektrum označuje amplitudu výchylky od statického tvaru jako součet amplitud do všech os). Animace, které jsou součástí řešení a vidíme na nich průběh deformace vlastních tvarů, jsou uvedeny jako přílohy na přiloženém DVD.



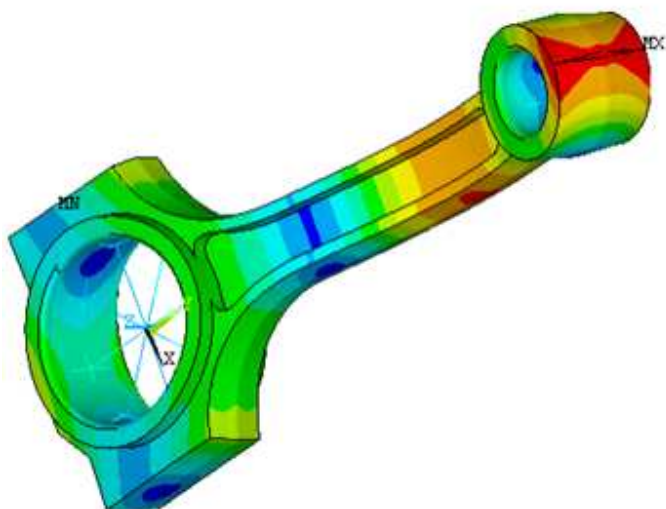
Obr. 24 První vlastní tvar a vlastní frekvence. $N_1 = 1435,6 \text{ Hz}$; Dominantní ohybové namáhání.



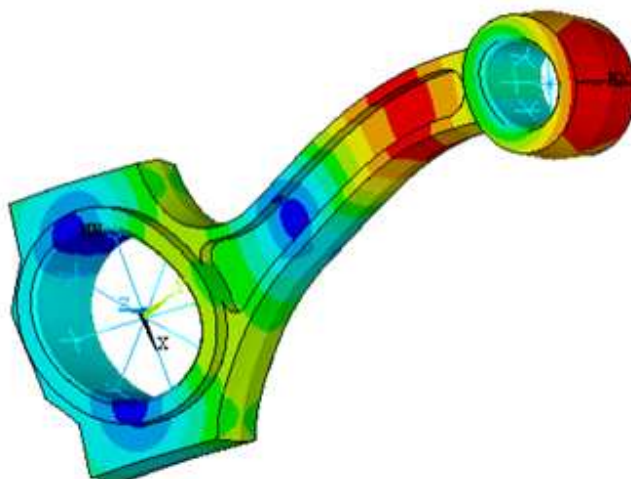
Obr. 25 Druhý vlastní tvar a vlastní frekvence. $N_2 = 1879,9 \text{ Hz}$; Dominantní torzní namáhání.



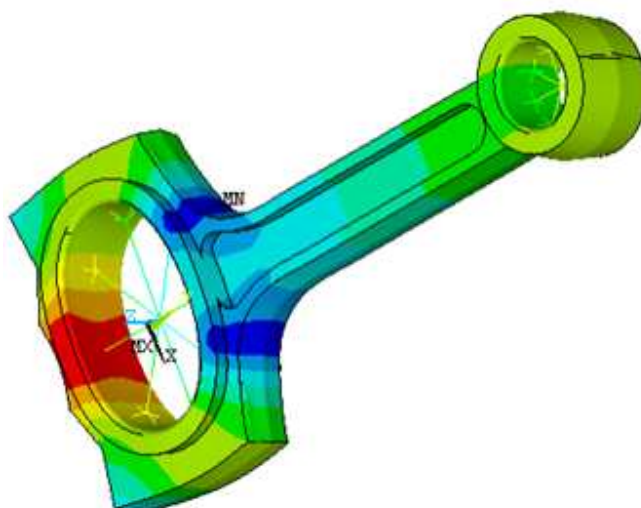
Obr. 26 Třetí vlastní tvar a vlastní frekvence. $N_3 = 2035$ Hz; Dominantní ohybové namáhání.



Obr. 27 Čtvrtý vlastní tvar a vlastní frekvence. $N_4 = 4179$ Hz; Dominantní ohybové namáhání.



Obr. 28 Pátý vlastní tvar a vlastní frekvence. $N_5 = 5904,7 \text{ Hz}$; Dominantní ohybové namáhání.



Obr. 29 Šestý vlastní tvar a vlastní frekvence. $N_6 = 6706,9 \text{ Hz}$; Dominantní kompresní mód. Tento mód má majoritní vliv na namáhání ojnice.

8.5 MNF soubory

Craig-Bamptonova redukce je prováděna v MKP softwaru Ansys pro snížení počtu stupňů volnosti modelu a jejím výstupem je tzv. MNF soubor (**M**odal **N**eutral **F**ile). Tento soubor slouží k popsání vlastností poddajného tělesa v multi-body softwaru. Algoritmus tvorby tohoto souboru je založen na principu modální syntézy. Tyto soubory mohou mít velikost až několik gigabajtů. Pokud je MNF soubor takto velký, je vhodné využít přídatného modulu ADAMS/Flex, který zmenší jeho velikost a zvýší jeho efektivitu. Mezi nejvyužívanější modifikace ke zvýšení efektivnosti a snížení velikosti jsou:

- **Vyjmutí vnitřní geometrie tělesa** – dojde k znatelnému zlepšení grafického výstupu, velikost MNF souboru se může zmenšit až 8x
- **Výpočet invariantů** – výpočet invariantů definovaných uživatelem
- **Přesnost** – nastavení přesnosti reálných čísel v MNF souboru
- **Zjednodušení síť poddajného tělesa** – zjednodušuje síť modelu, popř. odstraňuje nevýznamné nebo zbytečné detaily
- **Modifikace použitých jednotek** – pokud nebyly při konverzi správně zvoleny jednotky, je možné dodatečně převést jednotky do soustavy SI

Se složitostí konstrukce modelu a uživatelem definovaných vlastních tvarů při modální analýze roste velikost MNF souboru. V případě této ojnice je velikost souboru 150 MB. [4]

MNF soubor obsahuje tyto informace:

- hlavička souboru: datum, verzi softwaru, verzi MNF souboru, jednotky
- geometrické charakteristiky: polohu těžiště, hmotnost, momenty setrvačnosti
- celkovou hmotnost a tuhost jednotlivých tvarů módů
- tvary módů

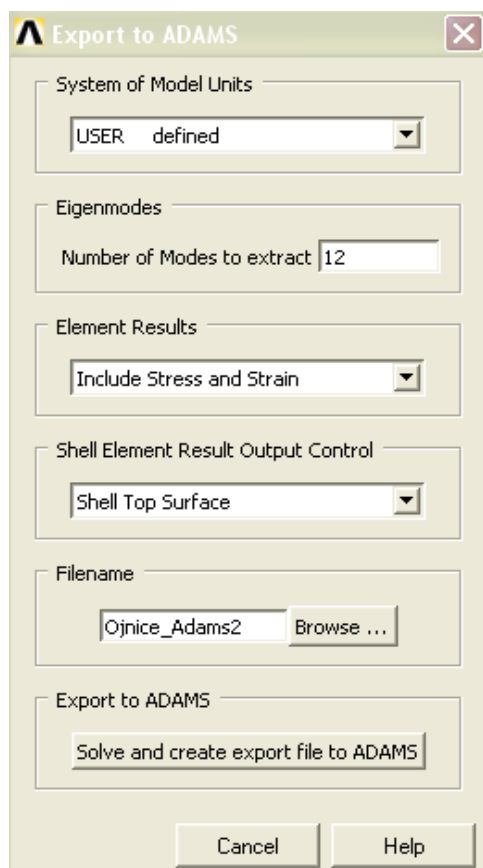
MNF soubor se načítá do prostředí MBS jako poddajná součást (ojnice) virtuálního motoru. Adams dále s těmito vlastnostmi modelu pracuje a využívá je při deformačně-napjatostní analýze. Po redukci se vlastní frekvence v ADAMSu změny následovně.

Číslo módu	Vlastní frekvence před redukcí, ANSYS [Hz]	Vlastní frekvence po redukci, ADAMS/Engine [Hz]	Rozdíl frekvencí [Hz]	Procentuální rozdíl [%]
7	1435,60	1434,99	0,61	0,04
8	1879,90	1876,36	3,54	0,18
9	2035,00	2034,35	0,65	0,03
10	4179,00	4176,21	2,79	0,06
11	5904,70	5902,00	2,70	0,04
12	6706,90	6706,71	0,19	0

Tab. 2 Porovnání vlastních frekvencí před redukcí a po redukci.

8.6 Konverze MKP modelu do ADAMS/Engine

Pro převod modelu do Adamsu (ADAMS connection/Export to Adams) je zapotřebí zvolit tzv. **přípojný body** (attachment nodes). To jsou uzly, důležité k zavazbení modelu ojnice na klikovém mechanismu. Jsou zvoleny dva, a to v každém oku ojnice jeden.



Okno pro konverzi modelu.

Jednotky, které budou definovány v konečněprvkovém softwaru, musí být definovány uživatelem, a to záložkou USER defined.

Počet vlastních tvarů a frekvencí, které budou zahrnuty do MNF souboru.

V MNF souboru musí být zahrnuto veškeré namáhání modelu.

Vybráno z defaultně nastavených možností.

Nastavení jména MNF souboru a cesta k místu uložení.

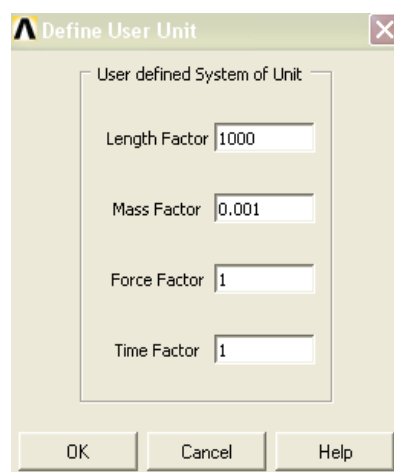
Vytvoření MNF souboru (cca 2 hodiny).

Jelikož ADAMS má přednastavené jiné jednotky než ANSYS, je nezbytné uskutečnit převod jednotek. Adams/Engine má přednastavené jednotky milimetr, kilogram, newton, sekunda [mm, kg, N, s].

Soubor MNF musí obsahovat jednotky soustavy SI, [m, kg, N, s]. V menu okna se nastavuje **Lenght Factor** (koeficient délky) a **Mass Factor** (koeficient hmotnosti). **Force Factor** (koeficient síly) a **Time Factor** (koeficient času) není potřeba měnit.

Lenght Factor – vyjadřuje poměr délkového rozměru modelu mezi programy MKP a MBS

Mass Factor – vyjadřuje poměr hmotnosti modelu mezi programy.



9 MULTI-BODY SYSTÉM - SOFTWARE MSC. ADAMS

Multi-body software je jedním z nejpoužívanějších programů pro řešení kinematiky, dynamiky a pohybové analýzy vůbec. Jeho význam spočívá především ve vývoji nových pohonných jednotek, kdy je kladen požadavek na snížení doby vývoje. K současným trendům simulace strojních součástí právem náleží simulování virtuálních modelů, ověření jejich kinematiky, dynamiky i pevnostně-deformační analýzy. Na základě pozitivního ověření je možné podstoupit právě vyvinutý virtuální model (strojní součást) do další výrobní etapy. Takovou součást je nutné po její výrobě v praxi verifikovat dříve, než je nasazena do sériové výroby.

Software ADAMS (**A**utomatic **D**ynamic **A**nalysis of **M**echanical **S**ystems) tedy eliminuje již v předvýrobní fázi možné konstrukční problémy, zkracuje čas vývoje a šetří tím i ekonomickou stránku výrobního procesu.

MSC. ADAMS obsahuje několik přídatných modulů, které rozšiřují využití tohoto softwaru do širokého spektra strojírenství. Zde je několik z nich:

- ❖ ADAMS/Engine – modul pro vytváření pohonných jednotek či jednotlivých částí spalovacího motoru
- ❖ ADAMS/Car – modul pro modelování automobilů
- ❖ ADAMS/Driveline – modul pro vytváření hnací soustavy automobilu
- ❖ ADAMS/Chassis – modul pro vytváření podvozků
- ❖ ADAMS/Aircraft – modul pro využití v letecké technice
- ❖ ADAMS/Rail – modul pro kolejová vozidla
- ❖ ADAMS/View – modul pro vytváření obecných úloh kinematiky a dynamiky
- ❖ ADAMS/Flex – modul zahrnující pružná tělesa
- ❖ ADAMS/Vibration – modul analýzy vibrací
- ❖ ADAMS/PostProcessing – modul zdokonaleného prohlížení výsledků



ADAMS je systém pro modelování a simulaci mechanických soustav, hovoříme o tzv. MBS softwarech (**M**ulti-**B**ody **S**ystem). Mechanickými soustavami rozumíme soustavy tuhých nebo poddajných těles navzájem k sobě svázaných kinematickými vazbami. Rozhraní ADAMS/Solver řeší nelineární algebraické a diferenciální rovnice těchto mechanických systémů.

9.1 Multi-body systém - ADAMS/Engine

ADAMS/Engine je jedním z modulů, které jsou obsaženy v balíčku ADAMS. Jedná se o modul pro vytváření virtuálních motorů nebo jejich částí (hnací ústrojí, vačkové mechanismy atd.). Model klikového mechanismu (cranktrain) a namáhání ojnice, které jsou předmětem této práce, budou prezentovány na jednoválcovém virtuálním motoru.

Virtuální model hnacího ústrojí klikového mechanismu je složen ze standardních součástí běžného reálného motoru. Model obsahuje blok motoru, klikovou hřídel, setrvačnick, ojnice, písty, pístní čepy, silentbloky a popř. další volitelné části.

Základní charakteristika MBS spočívá v tom, že hlavní tělesa (general parts) jako jsou ojnice, kliková hřídel, písty a pístní čepy jsou uvažovány jako tuhá tělesa (rigid parts). Tato tělesa jsou jednoznačně určeny v modelu virtuálního motoru svou polohou, orientací, momenty setrvačnosti nebo polohou těžiště. Protože uvažujeme tělesa jako tuhá, nedochází k jejich deformacím ani k vzájemným posuvům.

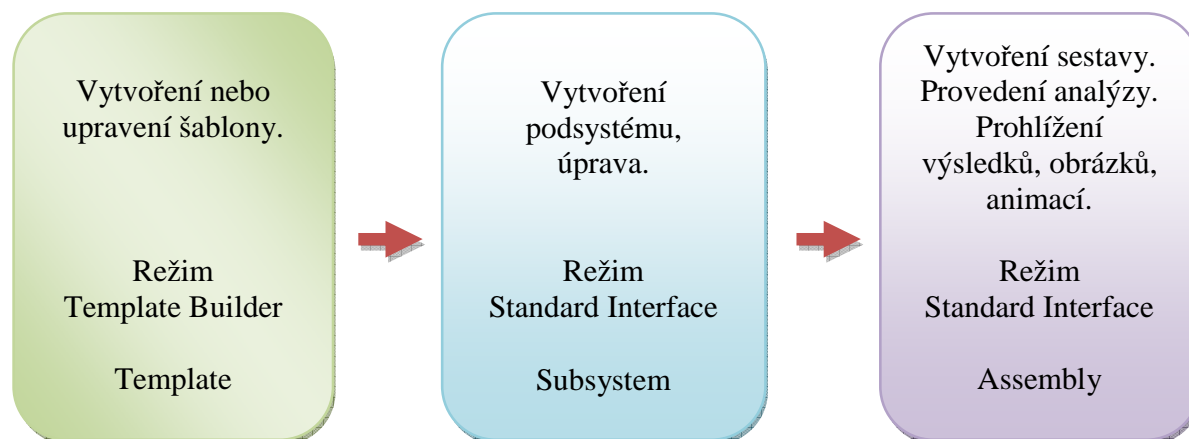
V běžné praxi jsou ovšem případy, kdy je nezbytné použít poddajných těles (flexible parts) jako součást v soustavě dynamiky těles. V mém případě se jedná o ojnice, které jsou významně během pracovního cyklu motoru namáhány. Jejich deformace jsou významné a je třeba je zahrnout do dynamické soustavy jako poddajné. Je zřejmé, že s poddajnými tělesy také dosáhneme podstatně reálnějších výsledků. Poddajné těleso se importuje z jednoho z konečněprvkových softwarů ve formě MNF souboru. Dynamika poddajného tělesa je realizována pomocí modulu ADAMS/Flex, který pracuje s metodou modální pružnosti. Tato metoda přiřazuje k poddajnému tělesu vlastní vektory (soubor tvarů módů). K dosažení celkové deformace poddajného tělesa slouží princip lineární superpozice, kdy se v každém časovém kroku spojí jednotlivé tvary módů.

Základní pojmy

- **Model** - systém složený z těles, vazeb, sil, souřadných systémů, atd.
- **Tělesa (parts)** - tělesa, která jsou k sobě svázána vazbami a definovaná charakteristikami (hmotnost, tuhost, poloha, atd.)
- **Marker** - pomocné souřadné systémy (umístění silového působení, připojení tělesa nebo vazby)
- **Konstrukční rámy (construction frames)** - obsahují informace o poloze a orientaci, jsou základním stavebním kamenem pro další komponenty
- **Komunikátory (communicators)** - zabezpečují výměnu informací mezi šablonou, podsystémem a testovacím souborem v sestavě
- **Geometrie** – definují tvar tělesa
- **Ground** – slouží k uchycení jednotlivých těles nebo markerů k zemi (uchycení silentbloků)

9.1.1 Metodika řešení v ADAMS/Engine

Metodika řešení v multi body systému ADAMS/Engine se skládá ze tří etap. Z tvorby šablony (template), vytvoření podsystému (subsystem) a vytvoření sestavy (assembly).



ADAMS/Engine se rozděluje mezi dvě rozhraní:

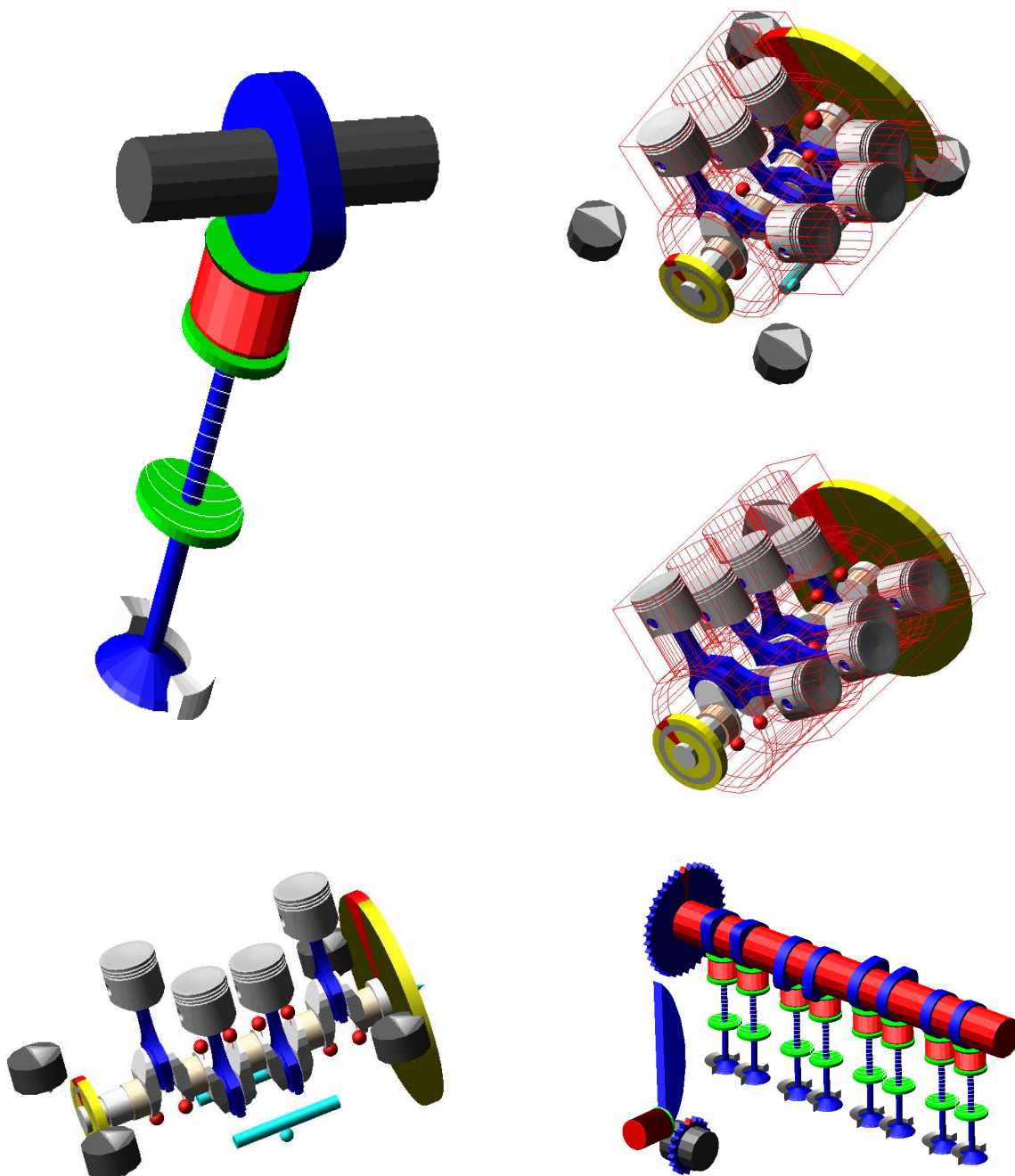
- ❖ **Standard Interface** – v tomto módu lze pracovat pouze s přednastavenými šablonami, které nelze měnit ani jinak upravovat. Šablony jsou součástí podsystému a společně s testovacím souborem test rig vytvářejí sestavu, kterou je možno přes ADAMS/Solver dále testovat a provádět analýzy.
- ❖ **Template Builder** – jedná se o uživatelsky pokročilé rozhraní. V tomto módu lze vytvářet zcela nové šablony, které nejsou obsaženy v knihovně šablon. Pokud není nezbytné vytvářet novou šablonu, je možné upravit šablonu defaultní.

Pro běžné uživatele je zpřístupněn pouze režim Standard Interface bez možnosti přepnutí na Template Builder. Pokud ovšem máme oprávnění *expert*, je možné toto rozhraní „odemknout“. To je možné tak, že přepíšeme soubor *acar.cfg* v Documents and Settings.

Poznámka: Obecně ADAMS je vybaven obsáhlou nápovědou, pomocí níž je možno řešit nejrůznější úskalí při práci v tomto softwaru. Proto doporučuji seznámení s nápovědou tohoto programu, popř. s webovou adresou, která odkazuje přímo na on-line help společnosti MSC. Ta je uvedena v seznamu použité literatury na konci této práce.

9.1.2 Galerie mechanických soustav v databázi ADAMS/Engine

ADAMS/Engine disponuje celou řadou sestav, které je možno využít. Možnost využití tohoto softwaru je velice široká a plně postačuje pro dynamické a pevnostní analýzy. Tyto sestavy lze měnit, čímž získáváme paletu širokého uplatnění. Na těchto virtuálních modelech lze ověřit funkčnost klikového mechanismu a analyzovat potřebné charakteristiky jednotlivých těles. Některé z nich jsou uvedeny níže.



9.2 Sestavení šablony klikového ústrojí v ADAMS/Engine Template Builder

Významné soubory pro vytvoření šablony, podsystému, sestavy

- Šablony (Templates) – parametrické soubory, které lze v rozhraní Template Builder vytvářet a měnit jejich hodnoty (parametry). Tvoří soubory *.tpl a *.tpq
- Soubory vlastností (Property files) – parametrické soubory, které v sobě nesou základní informace o vlastnostech daného tělesa (part). Nesou označení *.crs a *.cnr; lze je otevřít v textovém editoru, popř. měnit jejich hodnoty.
- MNF soubory (MNF files) – soubory vytvořené modální redukcí poddajných těles. Jsou potřebné pro nahrazení tuhých těles. Nesou příponu *.mnf
- Podsystémy (Subsystems) – pracuje se s nimi v rozhraní Standard Interface, skládají se z jedné nebo více šablon. V tomto režimu je možné měnit některé parametry šablony. Nesou příponu *.sub
- Sestavy (Assemblies) – pracuje se s nimi v režimu Standard Interface, obsahují minimálně jednu podsestavu a k ní se připojuje testovací soubor test rig. Takové sestavy jsou připraveny na analýzu. Nesou příponu *.asy
- Testovací soubor (Test rig) – šablona, která nese informace o pohybu a síle. Musí být součástí sestavy.
- Komunikátory (Communicators) – zabezpečují výměnu informací mezi šablonou, podsystémem a sestavou.
 - Vstupní komunikátory (Input communicator) – vyžadují informace z ostatních systémů.
 - Výstupní komunikátory (Output communicator) – poskytují informace dalším systémům.

V zásadě existují dva způsoby jak vytvořit základní šablonu:

- ✓ Sestavení základní šablony v Template Builderu je jednou z možností jak postavit základy virtuálnímu modelu. Tento postup je poněkud náročnější, ale nabízí rozsáhlé možnosti pro vytváření vlastních šablon podle svých individuálních požadavků. Pokud chceme vytvořit model virtuálního klikového ústrojí motoru, který není uložen ve sdílené databázi ADAMSu, je právě tato cesta jediná možná. Tato varianta zde bude podrobněji prezentována.
- ✓ Druhá možnost sestavení šablony je využití šablony již vytvořené. Takovou šablonu načteme a upravíme hodnoty podle vlastních potřeb. Knihovna šablon je ovšem omezená a neobsahuje všechny potřebné šablony.

Template Builder disponuje velmi výhodnou funkcí - zabudovanými obecnými parametry, které pomáhají se sestavením souřadných systémů a konstrukčních rámců. V podstatě se jedná o soubor dat, která vložíme do programu, a na základě těchto hodnot ADAMS automaticky sestaví počátky souřadných systémů, konstrukčních rámců a automaticky dopočítá polohu i orientaci jednotlivých těles atd.

Těmito hodnotami rozumíme úhel rozevření válců, počet válců, zdvih, osová vzdálenost mezi písty, délka ojnice.

Model virtuálního klikového ústrojí obsahuje klikovou hřídel, ojnice, písty, pístní čepy, setrvačnick, (tlumič torzních kmitů, vyvažovací hřídel), hlavní a ojnicí ložiska, ložiska pístního čepu, blok motoru, silentbloky.

Tyto části lze vytvořit:

- ***Jednotlivě*** – „sestavíme“ model virtuálního klikového ústrojí po jednotlivých částech. Jedná se o poměrně pokročilejší postup sestavení modelu. Vše tvoří uživatel. Zda použije ve svém modelu vyvažovací hřídel, nebo vynechá nějakou méně významnou část, která neovlivní řešení, záleží na něm.
- ***Hromadně*** – „sestavíme“ model virtuálního klikového ústrojí najednou, a to pomocí modulu Crank Train Wizard (průvodce klikovým ústrojím). Tento modul zde bude podrobněji vysvětlen.

9.2.1 Globální nastavení motoru (Engine Global Dataset)

Základní nastavení hodnot klikového ústrojí se provede v rozhraní Template Builder v záložce **Build/Crank Train/Engine Global Data/New**

Vstupní údaje

- ***Engine Global Data Name*** (název nastavení dat) - i_4_cranktrain
- ***Reference Frame*** (souřadný systém - umístění) - ._A.ground.cfs_cranktrain_ref_x_up
- ***Cycle*** (taktnost motoru) – 4-taktní motor
- ***Rotation*** (smysl otáčení motoru) – po směru hodinových ručiček
- ***Number of Banks*** (počet řad válců) – jedná se o řadový motor, 1
- ***Number of Cylinders*** (počet válců) – jedná se o čtyřválec, 4
- ***Cylinder Layout – Firing Order*** (pořadí zážehů) – 1-3-4-2

- **Stroke** (zdvih) – 86.9 [mm]
- **Bore Diameter** (vrtání válce) – 76.5 [mm]
- **Axial Cylinder Distance** (osová vzdálenost válců) – 82 [mm]
- **Effective Con Rod Length** (délka ojnice) – 138 [mm]
- **Thrust Main Bearing Number** (číslo hlavního axiálního ložiska) – 4
- **Piston Pin Diameter** (průměr pístního čepu) – 20 [mm]
- **Piston Boss Spacing** (vzdálenost nálitků v pístu) – 25 [mm]
- **Piston Pin Length** (délka pístního čepu) – 60 [mm]
- **Crank Pin Bearing Diameter** (průměr ložiska klikového čepu) – 46 [mm]
- **Crank Pin Bearing Length** (délka ložiska klikového čepu) – 24,8 [mm]
- **Main Bearing Diameter** (průměr ložiska hlavního čepu) – 52 [mm]
- **Main Bearing Length** (délka ložiska hlavního čepu) – 26 [mm]

Okno pro nastavení základních rozměrů motoru, dle obr. 30

Create Engine Global Dataset

Engine Global Data Name:

Reference Frame:

Cycle: Rotation:

Number of Banks: Bank Layout:

Number of Cylinders: Cylinder Layout:

Stroke: Bore Diameter:

Axial Cylinder Distance:

Effective Con Rod Length:

Thrust Main Bearing No.: Bearing Layout:

Piston Pin Diameter: Length:

Piston Boss Spacing:

Total Displacement:

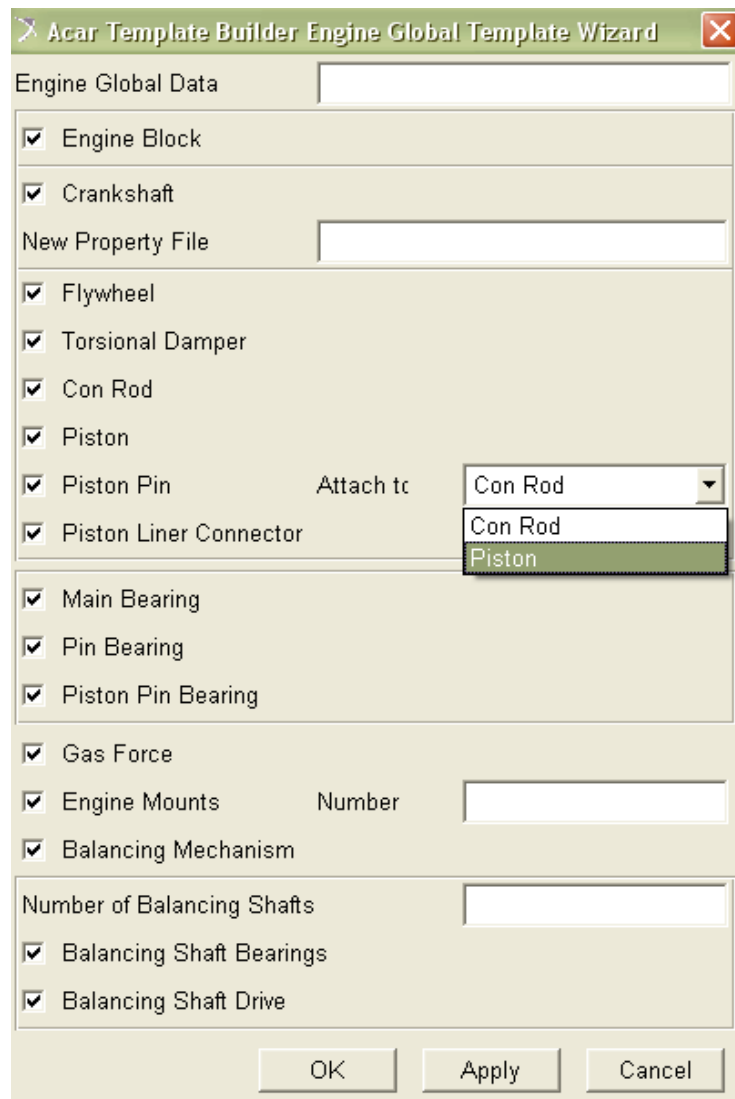
Crank Pin Bearing			Main Bearing		
Diameter	Length	No.	Diameter	Length	Exact Position
uniform	uniform	No.	uniform	uniform	Calculated
46.0	24.8	1	52.0	26.0	-123.0
46.0	24.8	2	52.0	26.0	-41.0
46.0	24.8	3	52.0	26.0	41.0
		4	52.0	26.0	123.0

OK Apply Cancel

Obr. 30 Globální nastavení dat

9.2.2 Crank Train Wizard

Průvodce klikovým ústrojím použijeme po nastavení globálních hodnot motoru, klikové hřídele, nastavení působení gravitace ve směru os válců popř. po nastavení komunikátorů a konstrukčních rámců, které definují polohu a orientaci celého mechanismu.



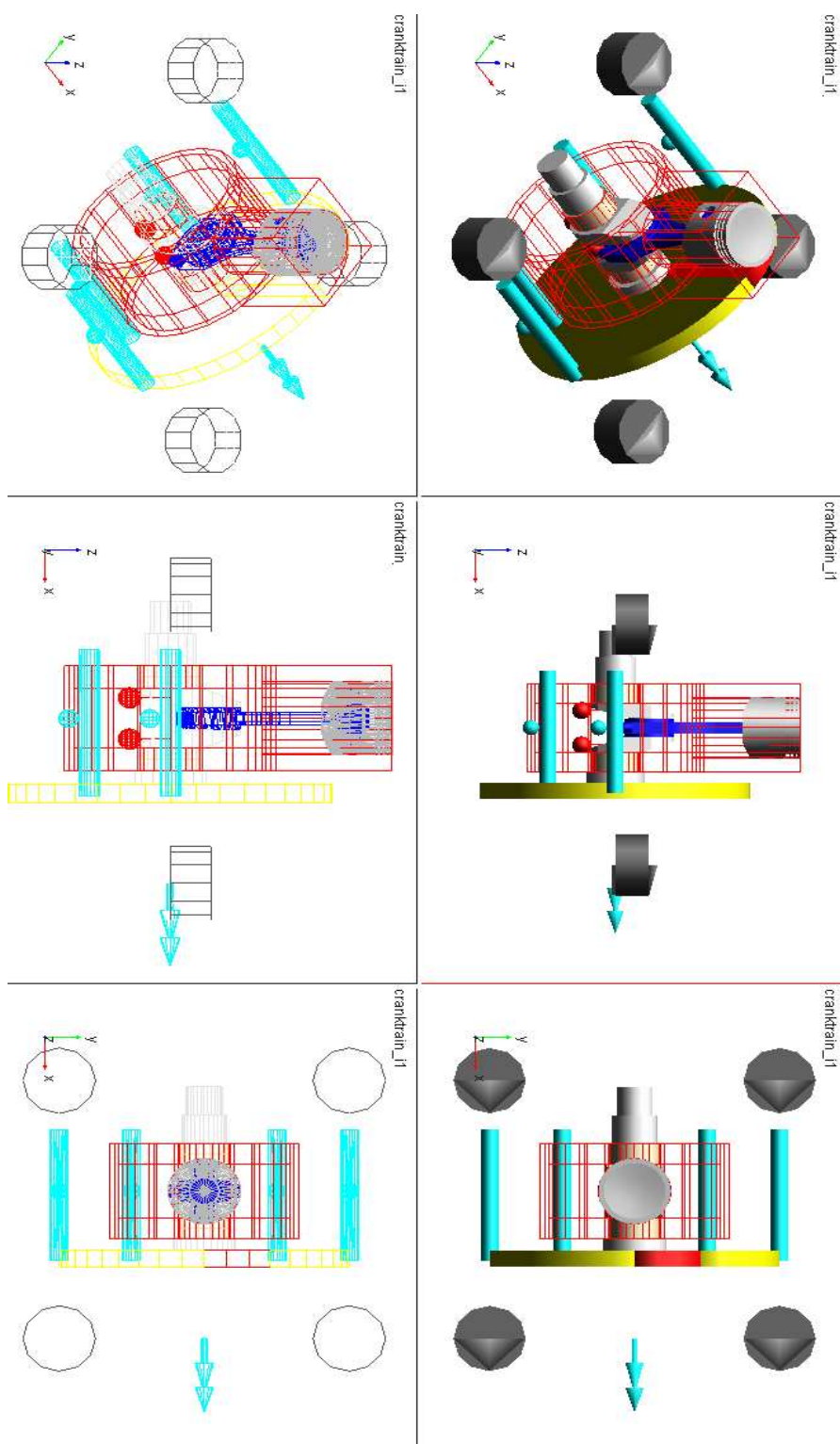
Zde se nastavují části spalovacího motoru, které budou obsaženy v modelu klikového ústrojí. Tento průvodce automaticky vygeneruje zvolené části. V případě, že se nějaká část nevygeneruje automaticky, není problém ji záhy přidat k modelu jako samostatnou část.

Pístní čep je možné připevnit k ojnici dvojím způsobem.

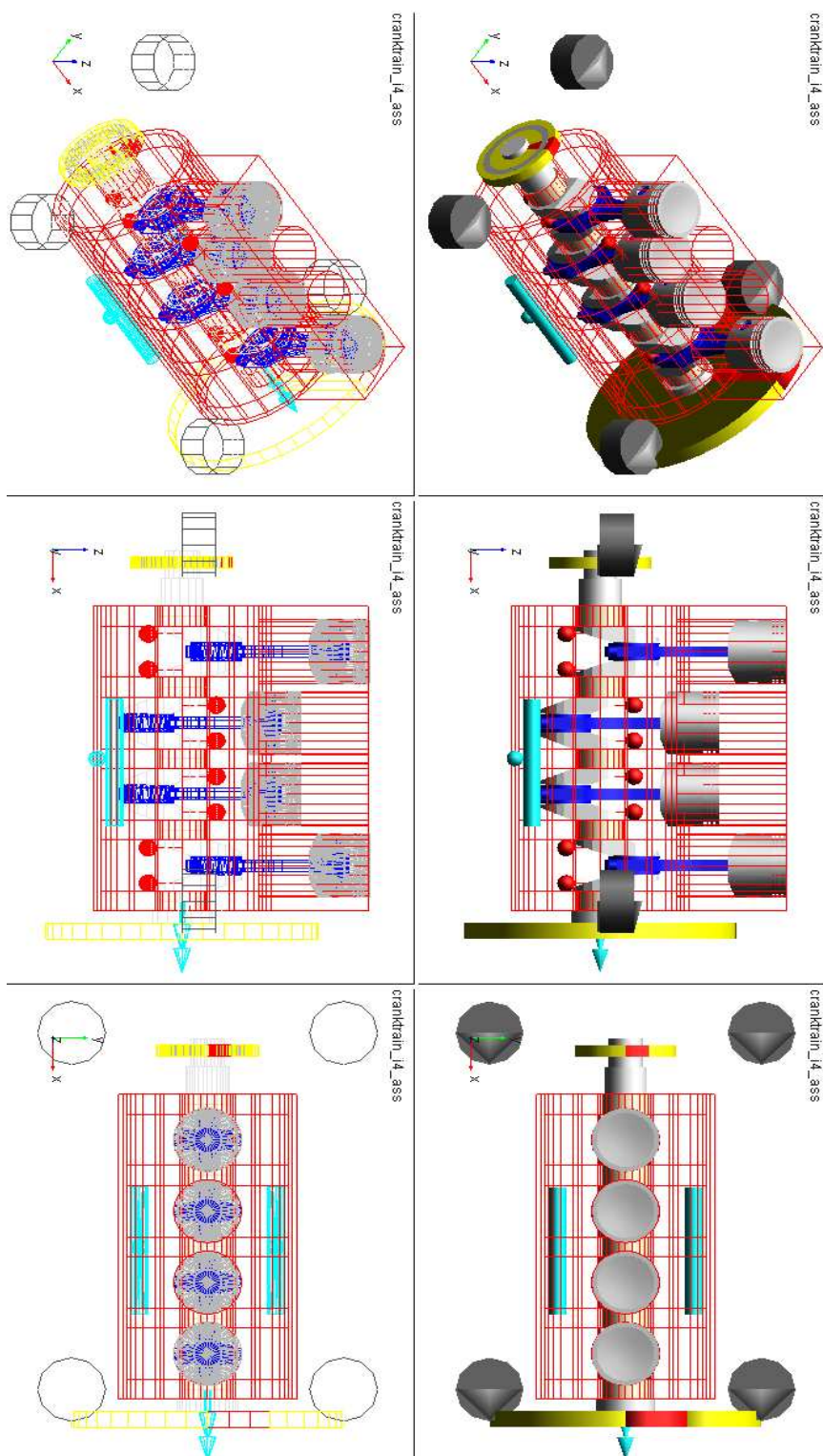
- ✓ **Pístní čep spojen s ojnicí** – spojení je provedeno tak, že ložisko je vytvořeno mezi pístem a pístním čepem. (2 ložiska v ADAMSu, left, right)
- ✓ **Pístní čep spojen s pístem** – spojení je provedeno tak, že ložisko je vytvořeno mezi ojnicí a pístním čepem. (vytvořeno jedno ložisko)

Obr. 31 Průvodce klikovým ústrojím

Šablona klikového ústrojí může vypadat jako na následujícím obrázku (obr. 32, 33). Zde je zobrazena hned v několika pohledech, jako stínový a drátový model. Následně jsou zobrazeny dvě kliková ústrojí, a to pro jednoválec, který poslouží jako základní model pro namáhání ojnice, a pro čtyřválec, na kterém je ukázáno, že je možné použít pro namáhání i víceválcový model klikového ústrojí.



Obr. 32 Stínový a drátový model jednoválce



Obr. 33 Stínový a drátový model čtyřválcce

9.2.3 Náhrada tuhé ojnice za poddajnou

Sestavený model klikového ústrojí obsahuje všechny části jako tuhé. Chceme-li namáhat vlastní součást v tomto softwaru, je nezbytné provést jejich záměnu. V mém případě dochází k výměnám tuhých ojnic (Rigid) za ojnice poddajné (Flexible). Ojnice je v modelu zakotvena pomocí ložisek a jedné pevné vazby. Poddajná ojnice vytvořená v MKP softwaru je reprezentována MNF souborem, který je načítán do MBS.

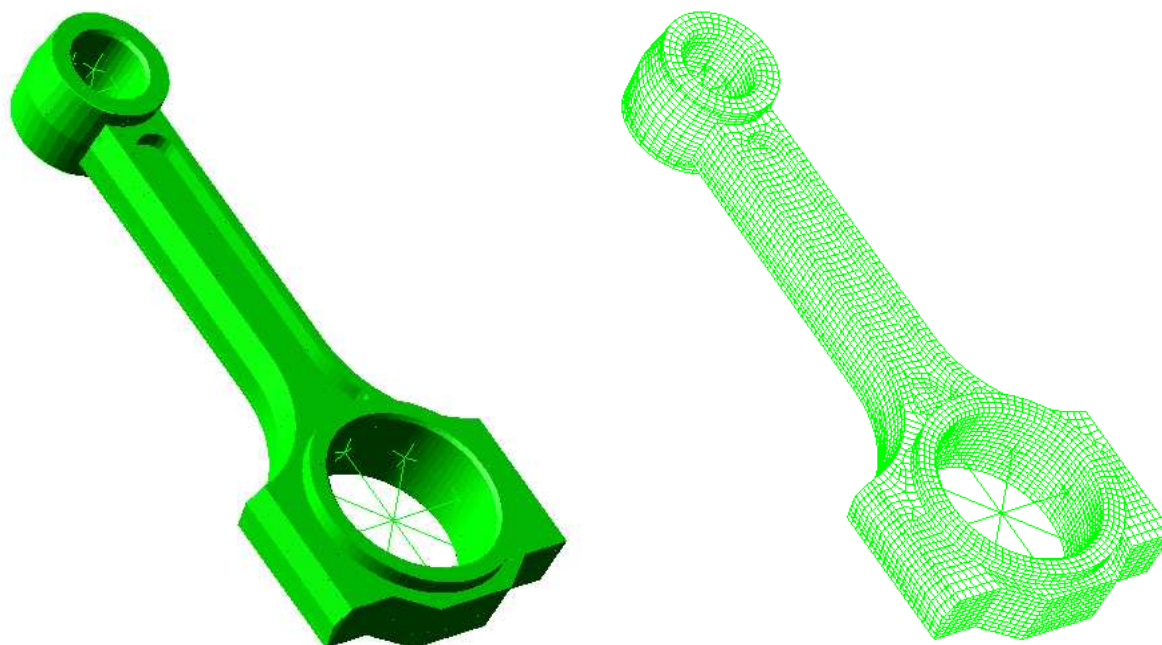
V ADAMSu lze najít následovně: *Build/Parts/Flexible_Body/New*

Jelikož je síla od tlaků plynů stejná pro všechny válce, je zřejmé, že namáhání ojnice může probíhat na libovolně n-válcovém motoru a všechny ojnice v motoru budou zatěžovány přibližně stejnými silovými účinky.

Abychom mohli defaultní ojnici nahradit (odstranit), je nutné předem načíst ojnici z MNF souboru, vytvořit ve středu ok ojnice Interface Parts (styková tělesa) a přidat vazby. Interface tělesa slouží k uchycení ojnice k pístnímu čepu a ojničnímu čepu. Vazbami rozumíme připojení ojnice k ložiskům. Připojují se ke Constrained Bearings (základní ložiska – ta charakterizují ložiskové pánve ve velkém oku ojnice, ložiskové pouzdro v malém oku ojnice). Teprve potom lze defaultní ojnici odstranit.

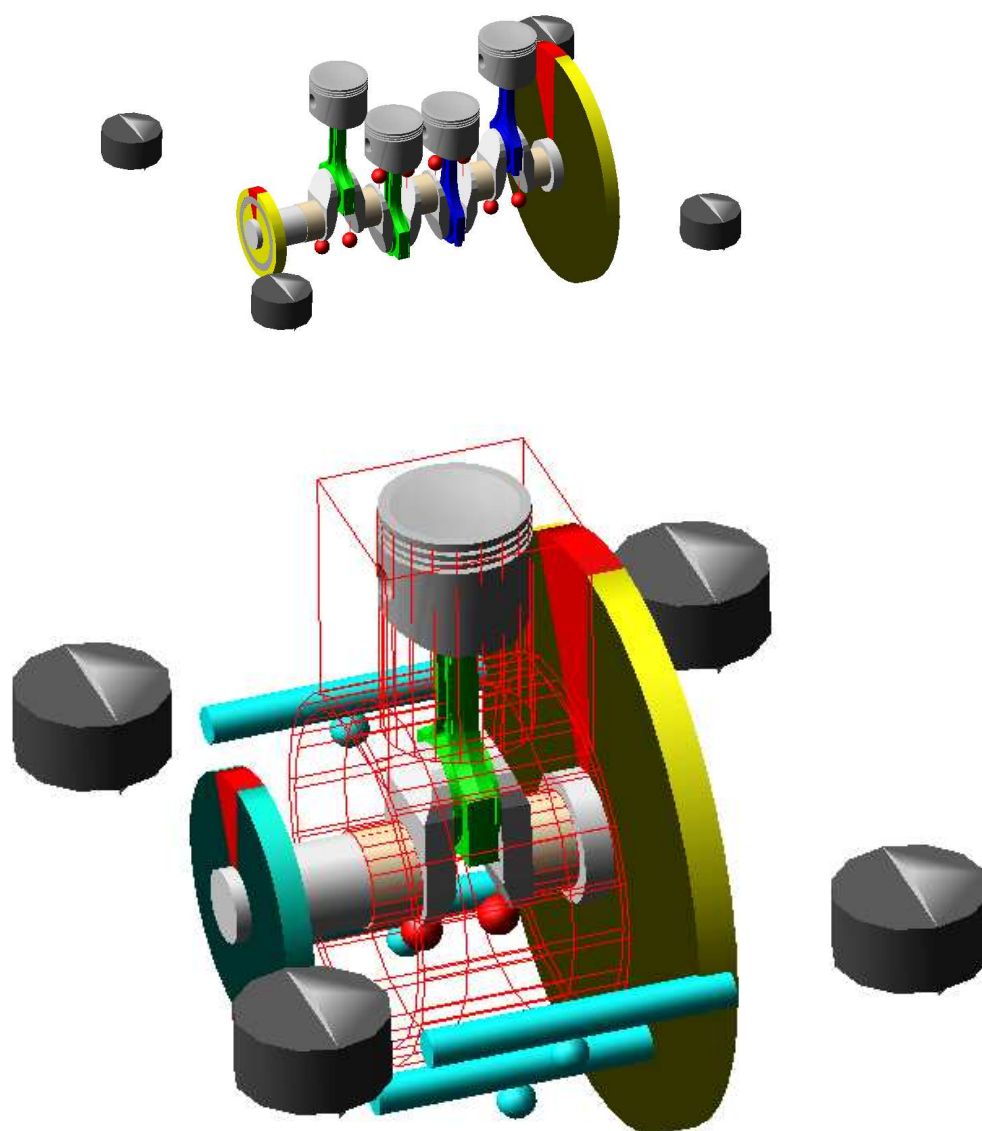
MBS model ojnice

Následně je zobrazen MBS model ojnice načtený do ADAMSu přes MNF soubor. Zobrazení stínového a drátového modelu ojnice vidíme na obrázku 34.



Obr. 34 MBS model ojnice

Základní model jednoválcového klikového ústrojí představuje virtuální klikový mechanismus, na kterém bude zobrazeno namáhání ojnice. Obsahuje vyvažovací jednotku čtyř hřídelí, které dle smyslu a poměru otáčení vyvažují klikové ústrojí. Je zřejmé, že posuvnou setrvačnou sílu prvního řádu F_{SP}^I nemůžeme plně vyvážit vývažkem na klikové hřídeli. Zcela ji vyvažujeme dvěma vývažky, které se otáčejí proti sobě stejnými úhlovými rychlostmi ω jako kliková hřídel. Pro vyvážení posuvné setrvačné síly druhého řádu F_{SP}^{II} je nutné využít dalších dvou hřídelí, které se otáčejí od sebe úhlovou rychlostí 2ω . Později pro lepší zobrazení výsledků analýzy nebo modelu budou blok motoru, silentbloky a vyvažovací jednotky skryty popřípadě bude použit tlumič torzních kmitů.



Obr. 35 Nahrazení tuhých ojníc poddajnými na modelech klikových ústrojí

9.3 *Sestavení subsystému klikového ústrojí v ADAMS/Engine Standard Interface*

Z takto vytvořené šablony je možno vytvořit subsystém v režimu Standard Interface. V tomto subsystému již nelze měnit základní topologii jako je počet válců, změna na V motor apod. Co ale měnit lze, jsou základní parametry jako výška pístu, průměr pístu, parametry klikové hřídele nebo lze zaměnit součásti (jednohmotový vs. dvouhmotový setrvačnick, druh tlumiče torzních kmitů, ložiska atd.). Můžeme tedy upravit již vytvořený model.

V tomto režimu je také možné upravit sílu od tlaku plynů (Gas Force), definovat viskozitu oleje, která později ovlivňuje chování ložisek, a provést výměnu základních ložisek (Constrained Bearings) za ložiska hydrodynamická (Hydrodynamic Bearings).

9.3.1 Síla od tlaku plynů

Síla od tlaku plynů, která namáhá části motoru, dosahuje svého maxima na počátku expanzního zdvihu. Tato síla je definována jako součin tlaku a plochy pístu. Je vyžadována v ADAMSu.

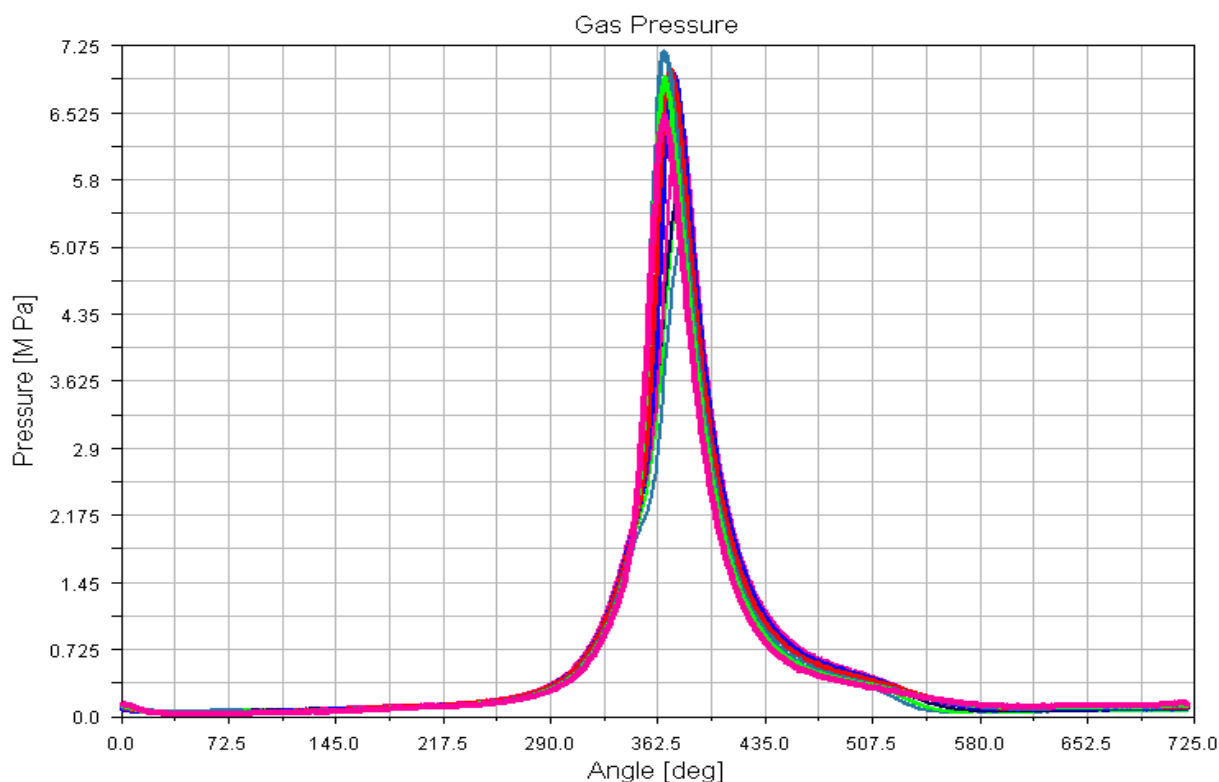
$$F_{SP} = p(\alpha) \cdot S_p \quad (3)$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (4)$$

kde,

F_{sp}	[N]	síla od tlaku plynů
$p(\alpha)$	[MPa]	tlak plynů
S_p	[mm ²]	plocha pístu
D	[mm]	průměr pístu

Tlak plynů je závislý na úhlu otočení klikové hřídele ($p-\alpha$), tedy i síla od tlaku plynů je závislá na této veličině. Pro potřeby této práce byl použit datový soubor s experimentálně změřeným průběhem tlaků plynů na reálném motoru 1,2 HTP. Datový soubor se načítá pro každou válcovou jednotku zvlášť. Soubor obsahuje naměřené hodnoty tlaků s krokem 0,5° natočení klikové hřídele při jedenácti různých otáčkách motoru, a to 1000, 1500, ..., 6000 min⁻¹.



Obr. 36 Průběh tlaku ve válci v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele

9.3.2 Model hydrodynamického ložiska

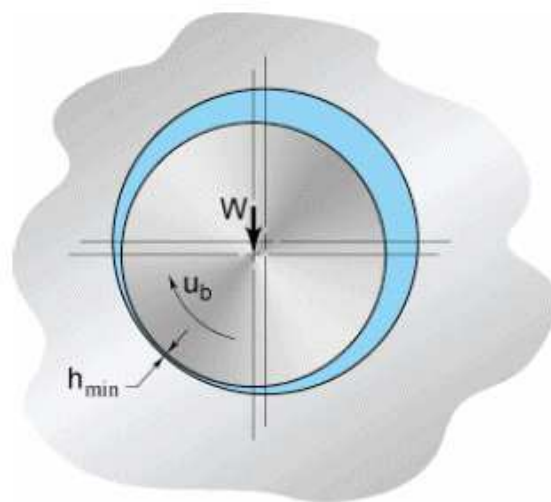
V soudobých spalovacích motorech se používají k uložení klikové hřídele kluzná ložiska. Jsou velmi namáhána a proto jsou na ně kladeny vysoké nároky na jejich životnost, a to až do generální opravy motoru. Do kluzných ložisek je přiváděn tlakový olej vývrty v klikové hřídeli a mezi hlavním čepem a ložiskem se vytvoří mazací film. Při rozběhu motoru dojde vlivem otáčení klikové hřídele k vytvoření hydrodynamické mazací vrstvy, která je závislá na zatížení sil od tlaku plynů a setrvačných sil. V modelu jsou použita 3D hydrodynamická ložiska, která věrohodněji simulují uložení klikového mechanismu.

Vlastnosti HD ložiska

- Mazací vrstva je vytvořena za podmínky rotace klikové hřídele (přilnavost oleje na čepu i ložisku).
- Olej je rotací unášen a proudí ve směru rotace mazací mezerou mezi ložiskem a čepem.
- Natočení čepu v ložisku vede k asymetrickému rozložení tlaku oleje.
- Zatížený (hlavní) čep se ustaví do výstředné polohy, ve které je zatěžující a tlaková síla v rovnováze.
- Hydrodynamická síla, která vzniká v mazacím filmu, se zvyšuje s kluznou rychlostí.

Hydrodynamické mazání je režimem kapalinového mazání, při kterém se vytvoří mezi povrchy souvislá vrstva oleje, která zcela zabraňuje styku povrchových nerovností a svým tlakem „ruší“ účinek kolmého zatížení na povrchy těles. K hydrodynamickému mazání dochází mezi konformně zakřivenými povrchy nacházejícími se v relativním pohybu. Velikost součinitele tření závisí především na viskozitě oleje. Ta se projevuje jako míra vnitřního tření (odporu) při pohybu částic oleje a u minerálních a syntetických olejů klesá s jejich rostoucí teplotou. Je tedy výhodné zvolit vhodný druh oleje, viskozitu. V Adams/Engine jsem při simulacích použil olej 5W-40.

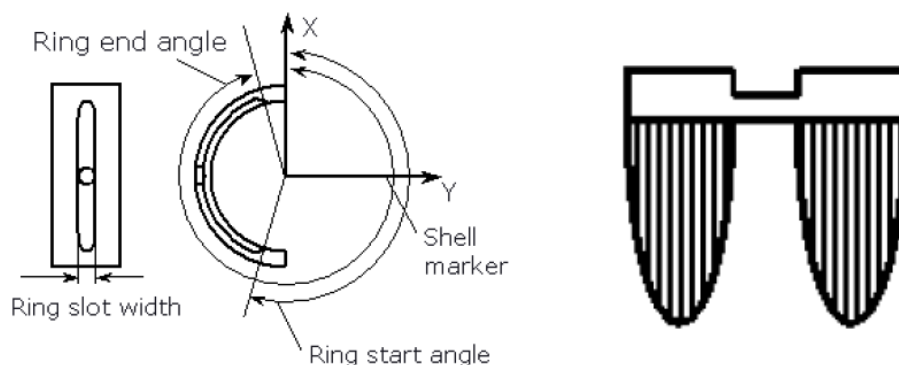
w normálové zatížení
 u_b relativní rychlost
 h_{min} min. tloušťka mazacího filmu



Obr. 37 Model hydrodynamického ložiska

ADAMS/Engine využívá při definování HD ložisek tří typů přívodu tlaku oleje právě do těchto ložisek.

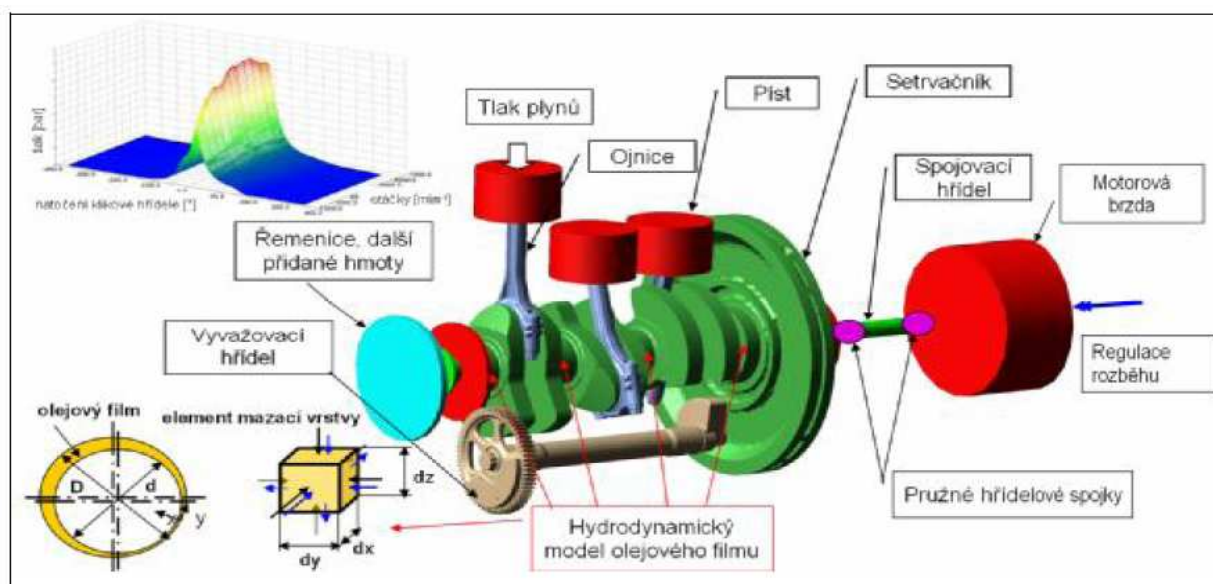
- Bore** - tlak je přiváděn kruhovým průřezem vřvtu k čepu a ložisku
- Pocket** - tlak je přiváděn podélným průřezem drážky k čepu a ložisku
- Ring Slot** - tento způsob provedení přívodu tlaku oleje ovlivňuje rozložení tlaku olejového filmu v hydrodynamickém ložisku



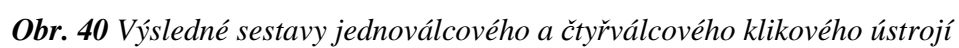
Obr. 38 Přívod a rozložení tlaku oleje – Ring Slot [6]

9.4 Sestava klikového ústrojí virtuálního motoru v ADAMS/Engine

Sestava se vytvoří za pomoci subsystému, ke kterému se přidá testovací soubor test rig. Sestava již reprezentuje finální model, který je po verifikaci připraven k samotným analýzám. Obrázek znázorňuje důležité komponenty a příslušenství modelu klikového ústrojí virtuálního motoru.



Obr. 39 Příslušenství klikového ústrojí [5]



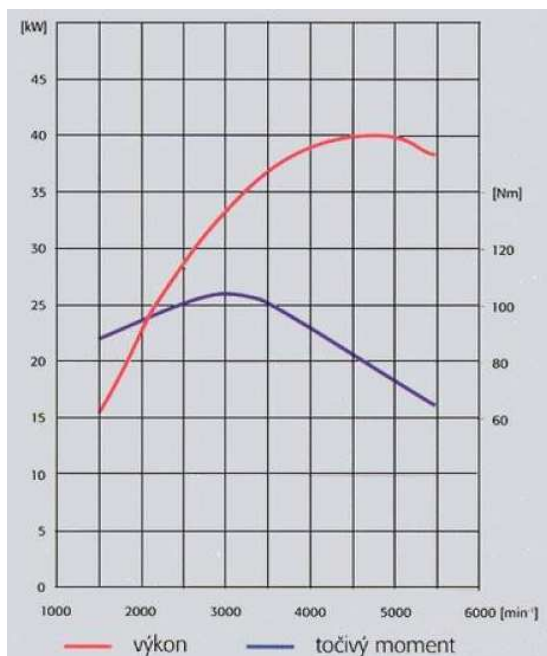
10 NAMÁHÁNÍ OJNICE V MULTI-BODY SYSTÉMU

Pro nastavení simulace výpočtu pevnostní analýzy je zvolen ustálený režim – Steady State Analysis. Tento režim umožňuje protočením motoru co největší ustálení všech částí na klikovém ústrojí (analýza probíhá za ustáleného chodu motoru, nikoliv při rozběhu). Dále je vhodné uvažovat tlumení na test rigu. Na výsledky a jejich zobrazení má vliv podrobnější nastavení. Jeho správné zvolení je obtížné a vyžaduje jisté zkušenosti. Nastavení obsahuje:

- Další tlumení samotné poddajné ojnice (defaultní nebo vlastní)
- Uvažování vlivu dalších vlastních tvarů při analýze (lze je vypnout nebo zapnout)
- Uvažování vlastních tvarů, které se od hodnoty vyšší než 0.001% podílejí na napětí

Režim Steady State Analysis

Jako integrátor byl zvolen Newmark s integrační chybou $1e-5$ a $H_{\max}=5e-6$. Tento integrátor je časově méně náročný. Při samotné analýze je nezbytné mít odkládací prostor pro data cca 12 GB. V režimu je nastaveno ustálení po dobu čtyř otáček klikové hřídele a stejný počet otáček je nastaven i pro samotnou analýzu. Namáhání ojnice je provedeno pro otáčky 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 a 6000 min^{-1} . Otáčky jsou zvoleny tak, aby pokryly celé otáčkové spektrum, ve kterém motor nejčastěji pracuje. Významné jsou otáčky při maximálním točivém momentu a při nejvyšším dosaženém výkonu. Z tohoto důvodu je zde zobrazena vnější otáčková charakteristika motoru Škoda 1,2 HTP 40 kW. Pro tento typ motoru byly převzaty základní rozměry ojnice a klikového ústrojí.



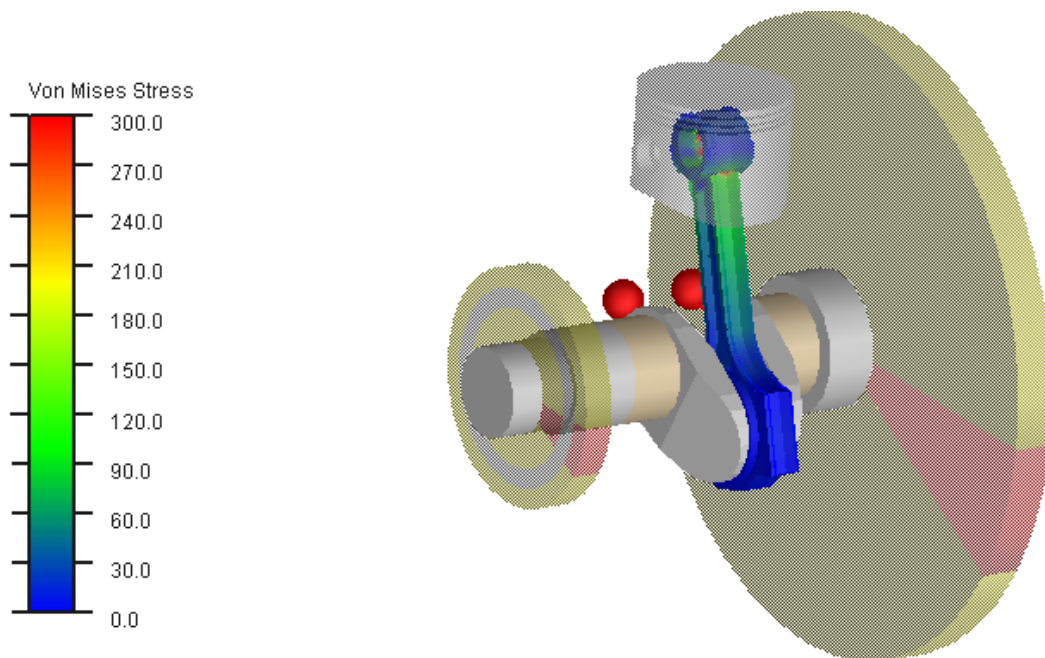
Nejvyšší výkon 40 kW při $\sim 5000 \text{ min}^{-1}$.

Nejvyšší točivý moment 108 Nm při 3000 min^{-1} .

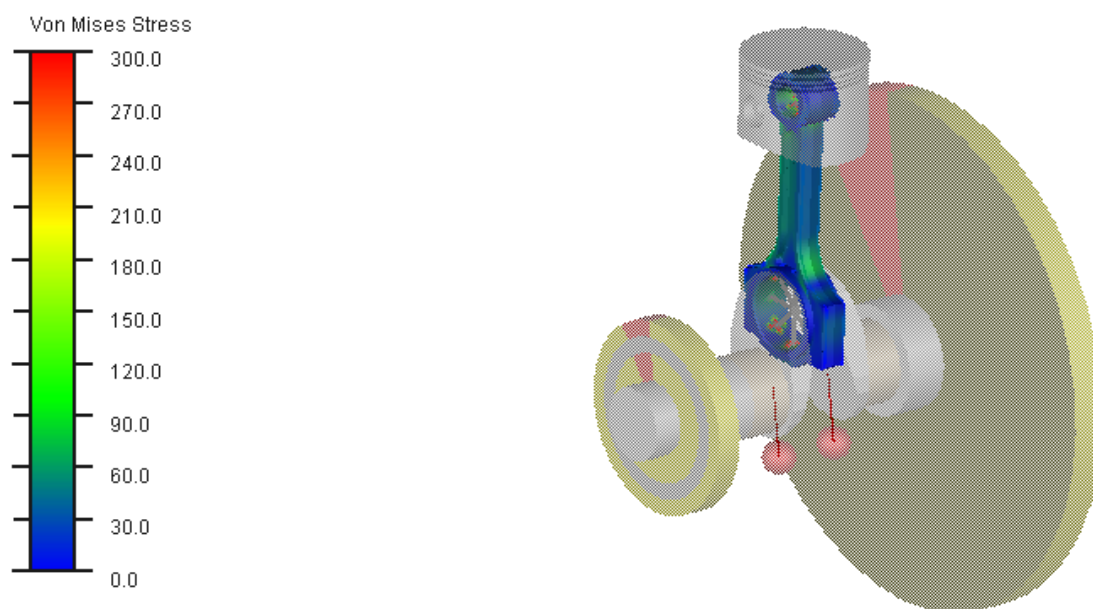


Obr. 41 Vnější otáčková charakteristika motoru Škoda 1,2 HTP 40 kW.

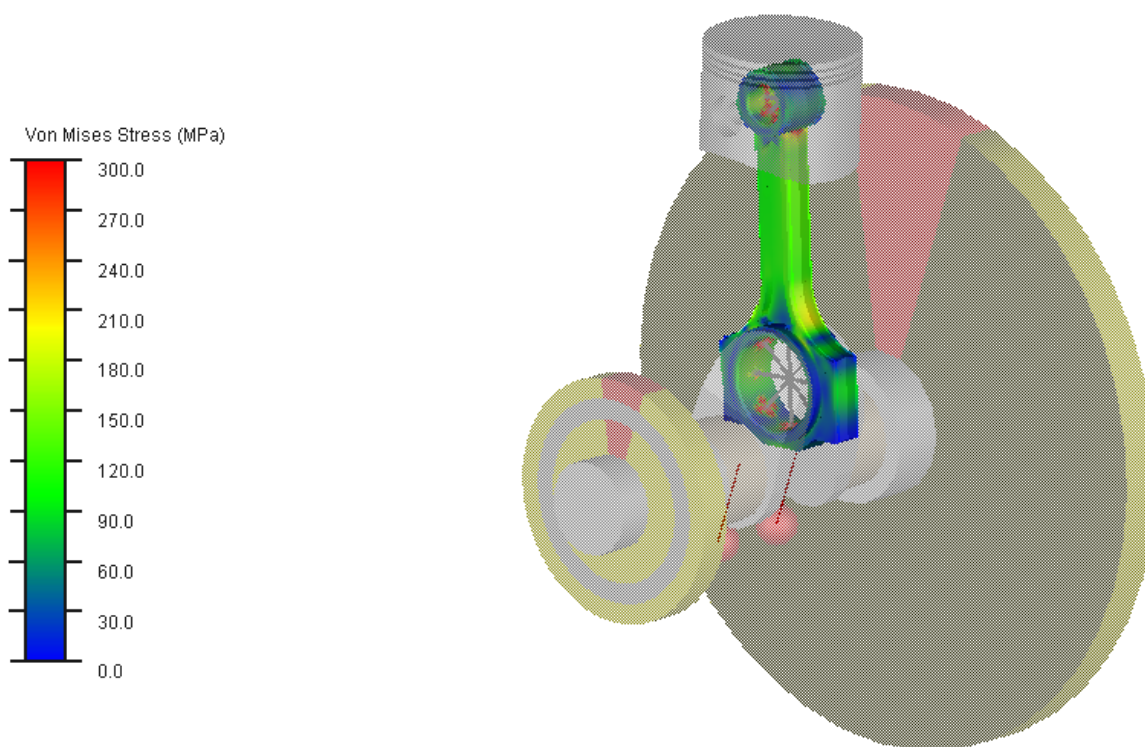
10.1 Zobrazení výsledků pevnostní analýzy a průběhů sil v klikovém mechanismu



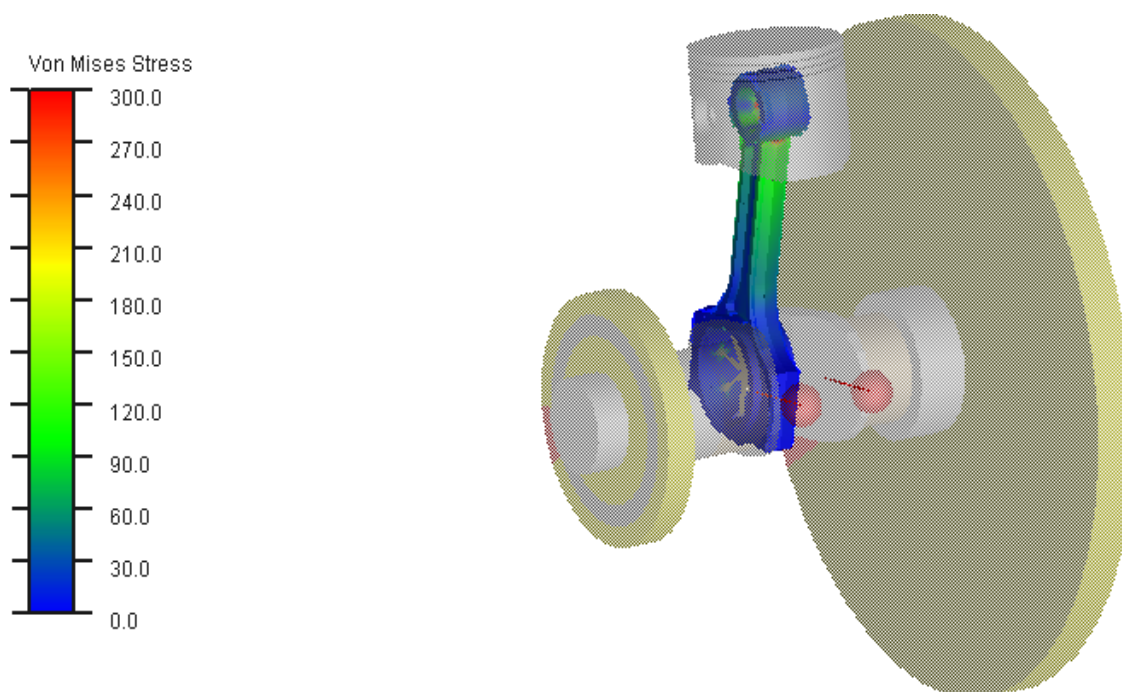
Obr. 42 Ekvivalentní napjatost při 154° otočení klikové hřídele při 1000 min⁻¹.



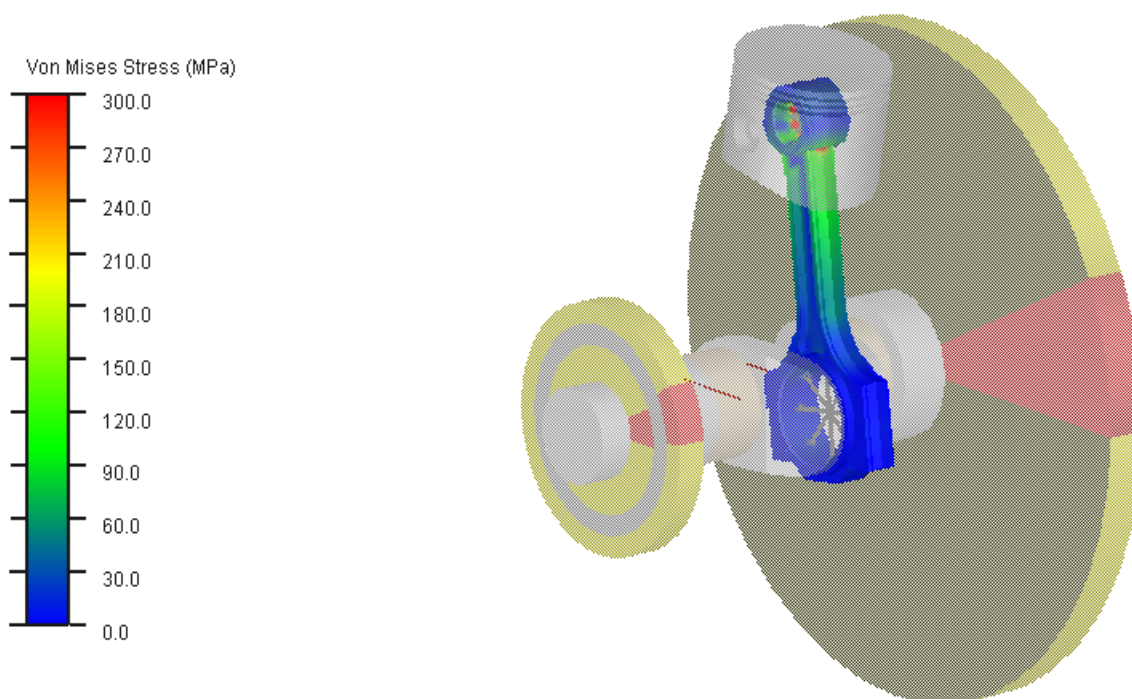
Obr. 43 Ekvivalentní napjatost při 352° otočení klikové hřídele při 1000 min⁻¹.



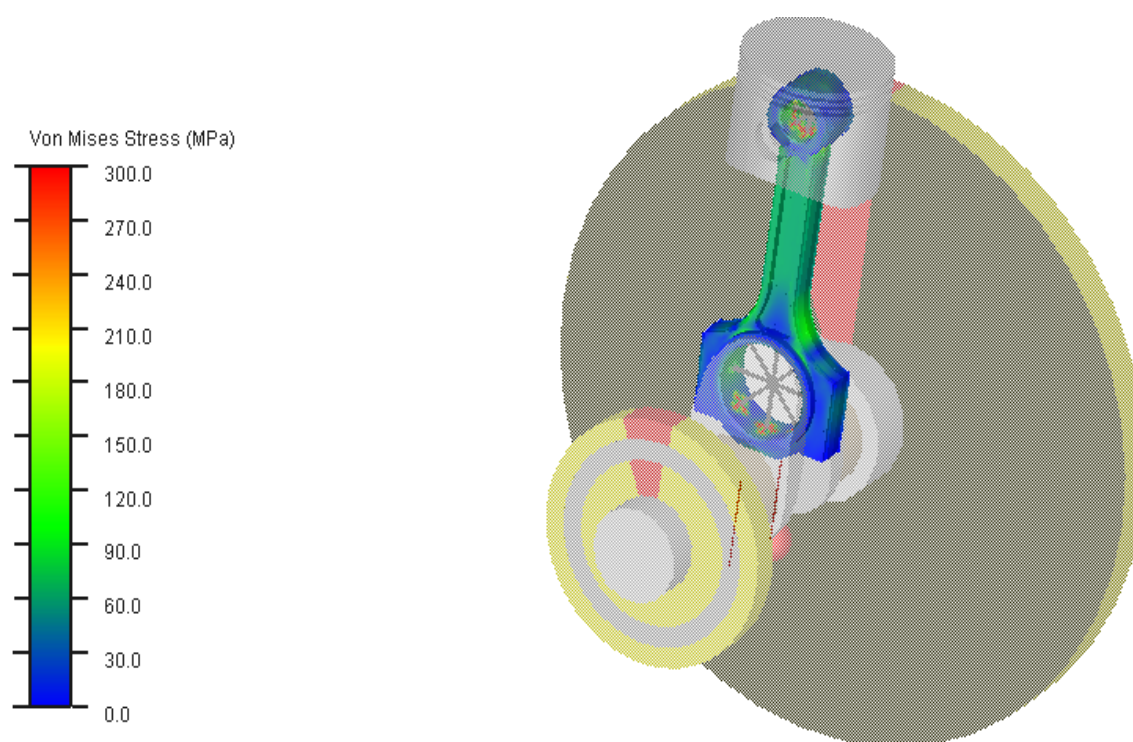
Obr. 44 Nejvyšší ekvivalentní napjatost při 374° otočení klikové hřídele při 1000 min⁻¹.



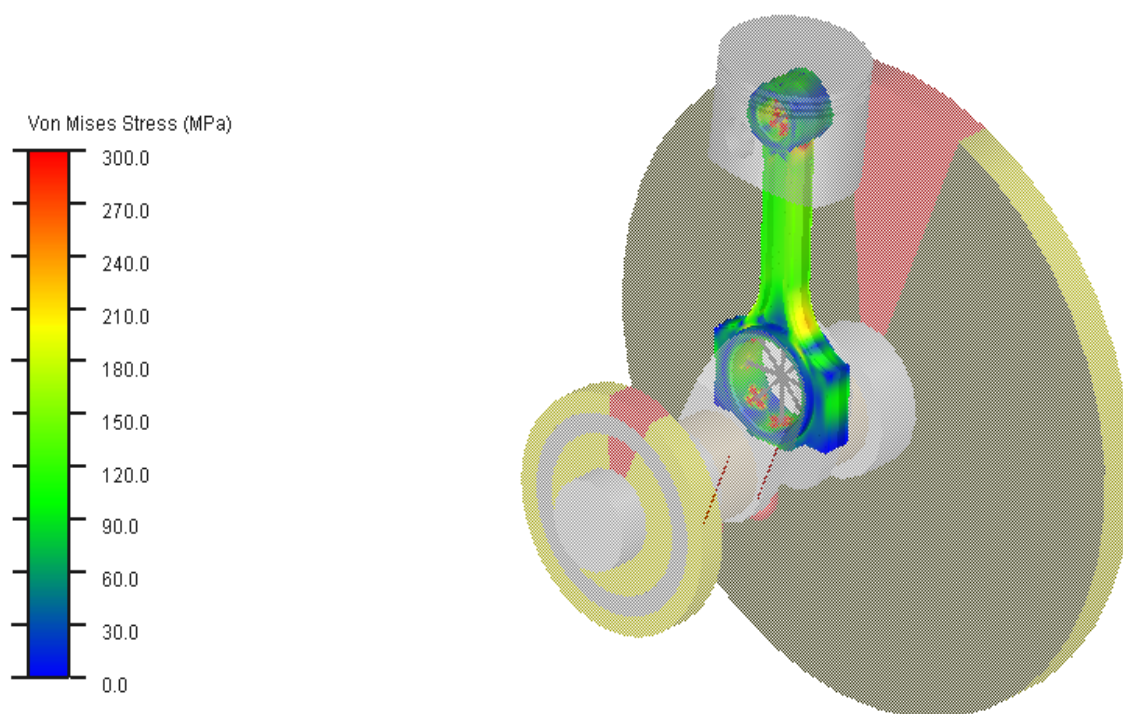
Obr. 45 Ekvivalentní napjatost při 630° otočení klikové hřídele při 1000 min⁻¹.



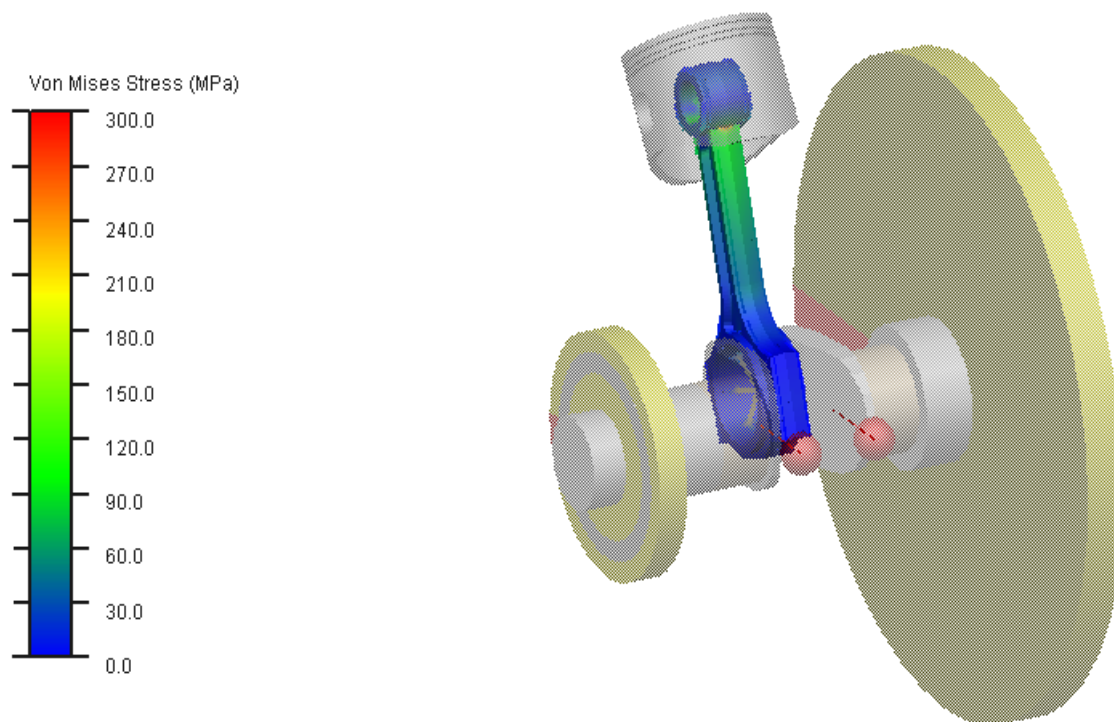
Obr. 46 Ekvivalentní napjatost při 90° otočení klikové hřídele při 2000 min⁻¹.



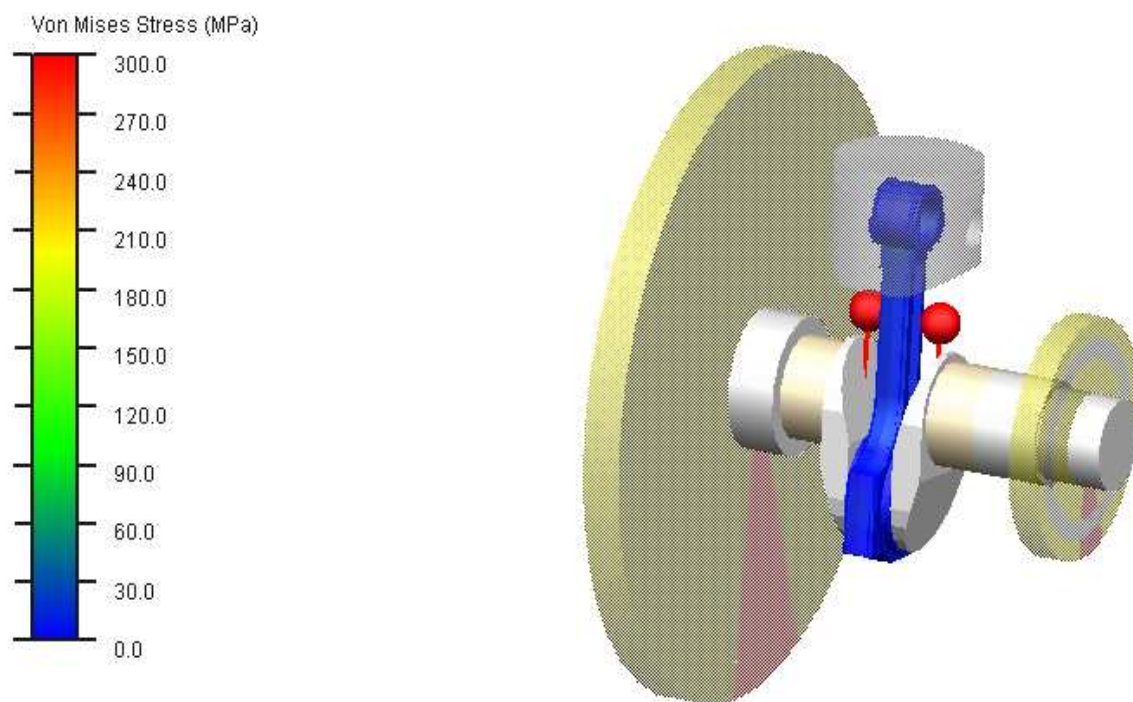
Obr. 47 Ekvivalentní napjatost při 360° otočení klikové hřídele při 2000 min⁻¹.



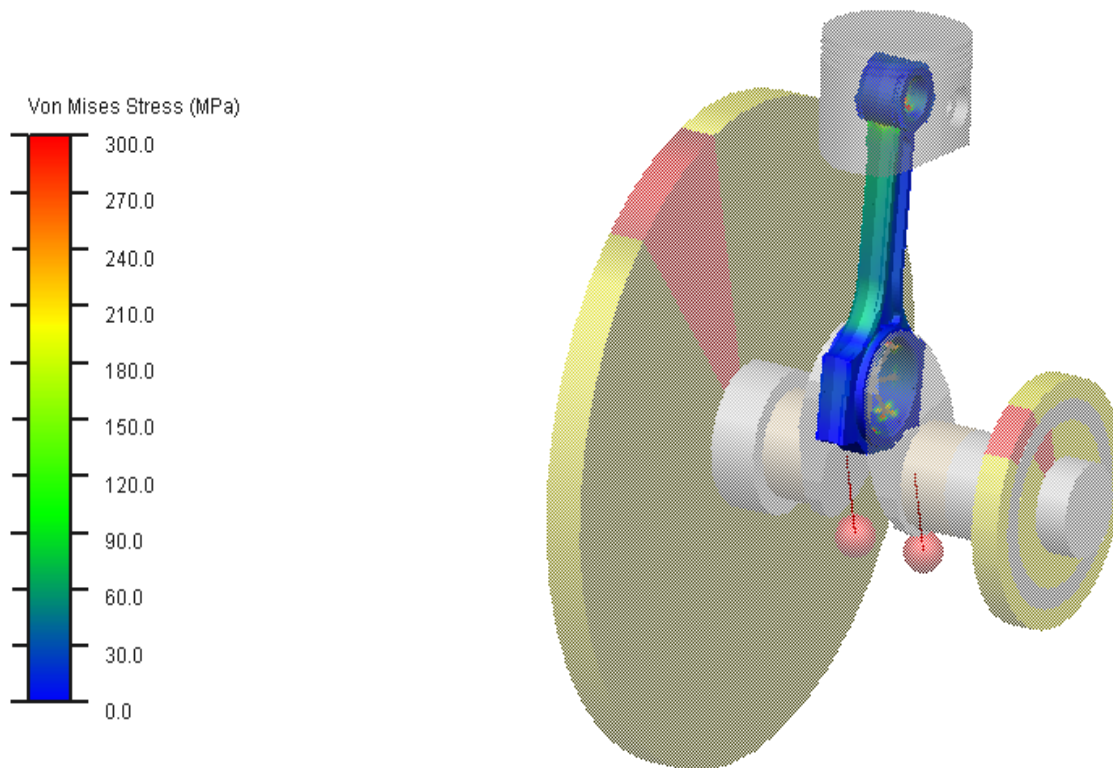
Obr. 48 Nejvyšší ekvivalentní napjatost při 376° otočení klikové hřídele při 2000 min⁻¹.



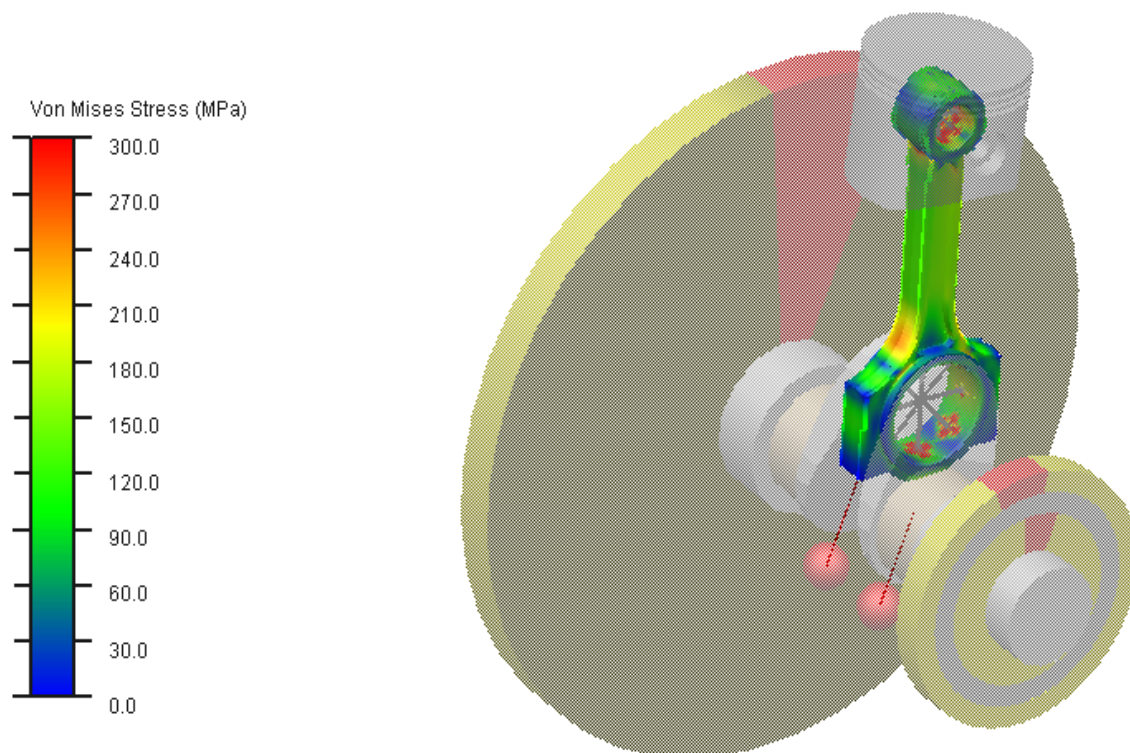
Obr. 49 Ekvivalentní napjatost při 666° otočení klikové hřídele při 2000 min⁻¹.



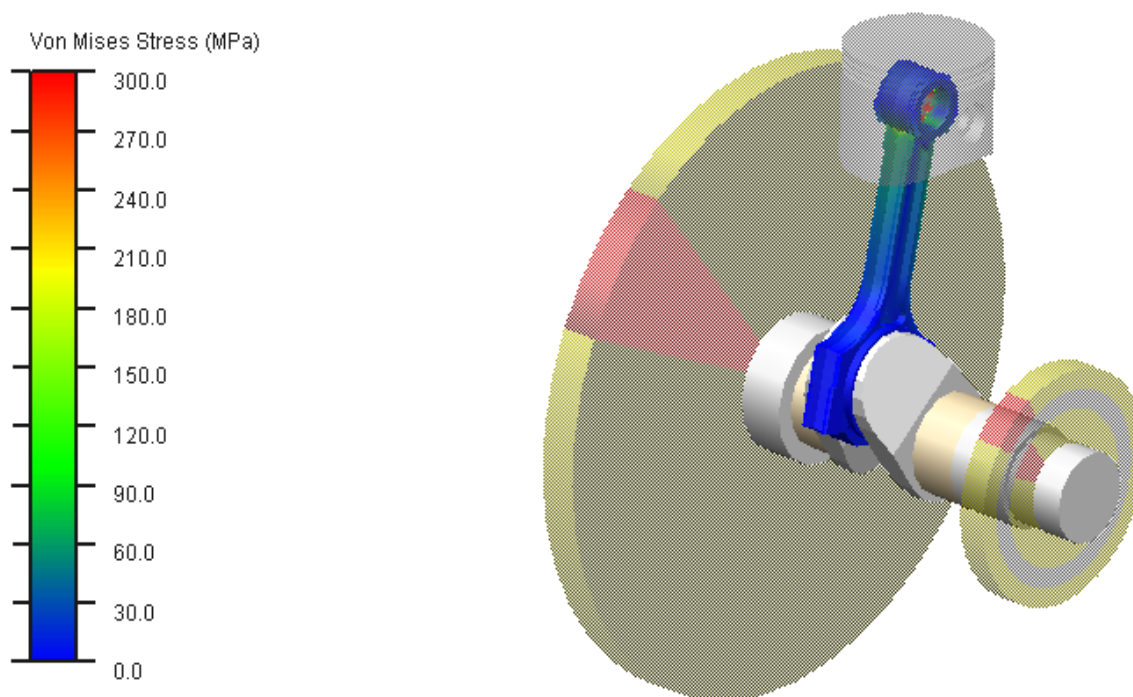
Obr. 50 Ekvivalentní napjatost při 180° otočení klikové hřídele při 3000 min⁻¹.



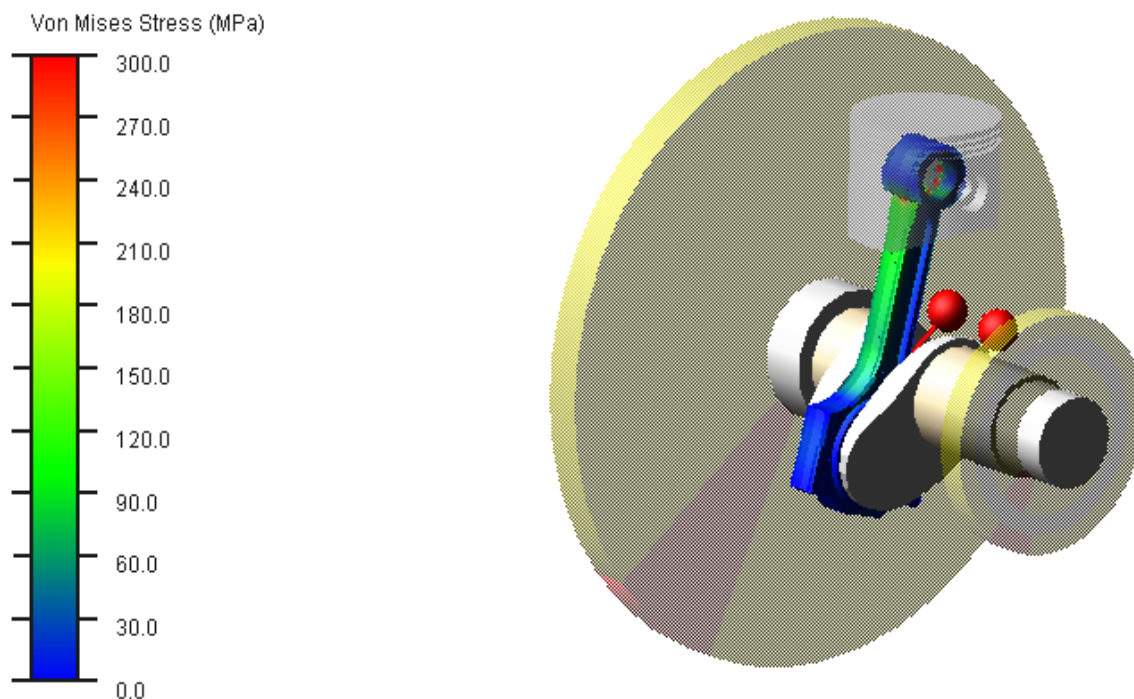
Obr. 51 Ekvivalentní napjatost při 352° otočení klikové hřídele při 3000 min⁻¹.



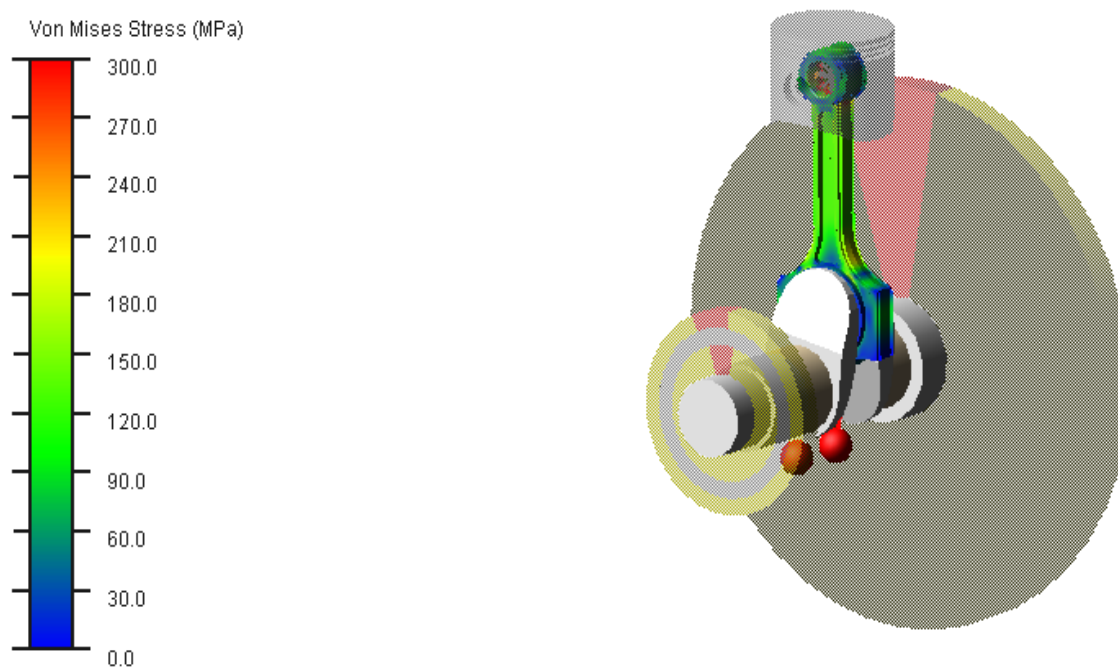
Obr. 52 Nejvyšší ekvivalentní napjatost při 377° otočení klikové hřídele při 3000 min⁻¹.



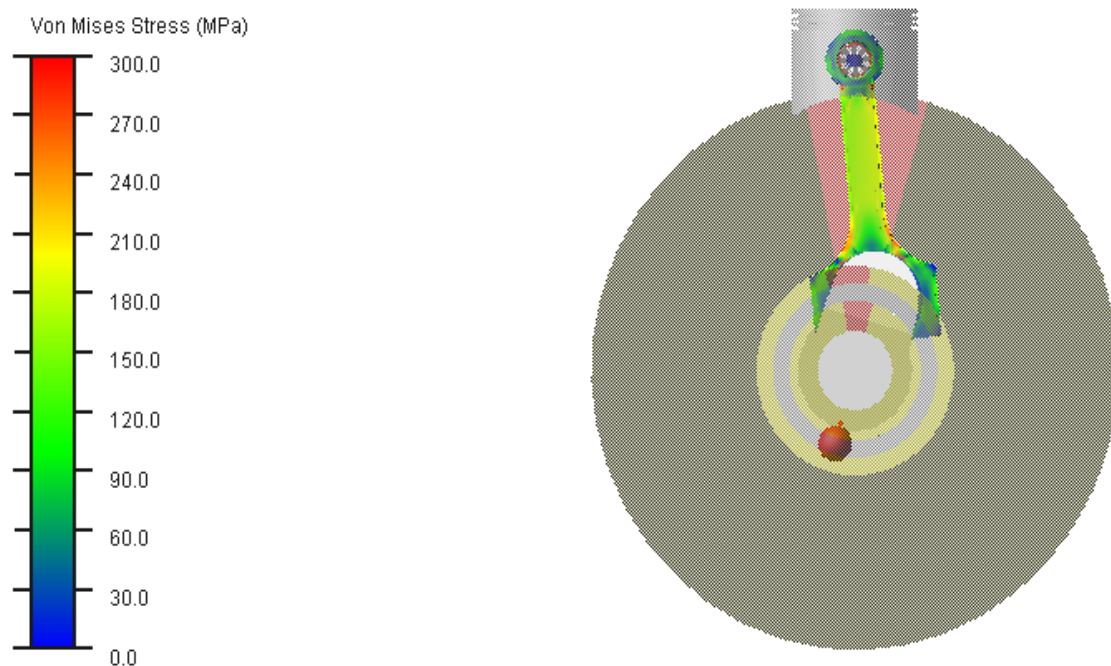
Obr. 53 Ekvivalentní napjatost při 680° otočení klikové hřídele při 3000 min⁻¹.



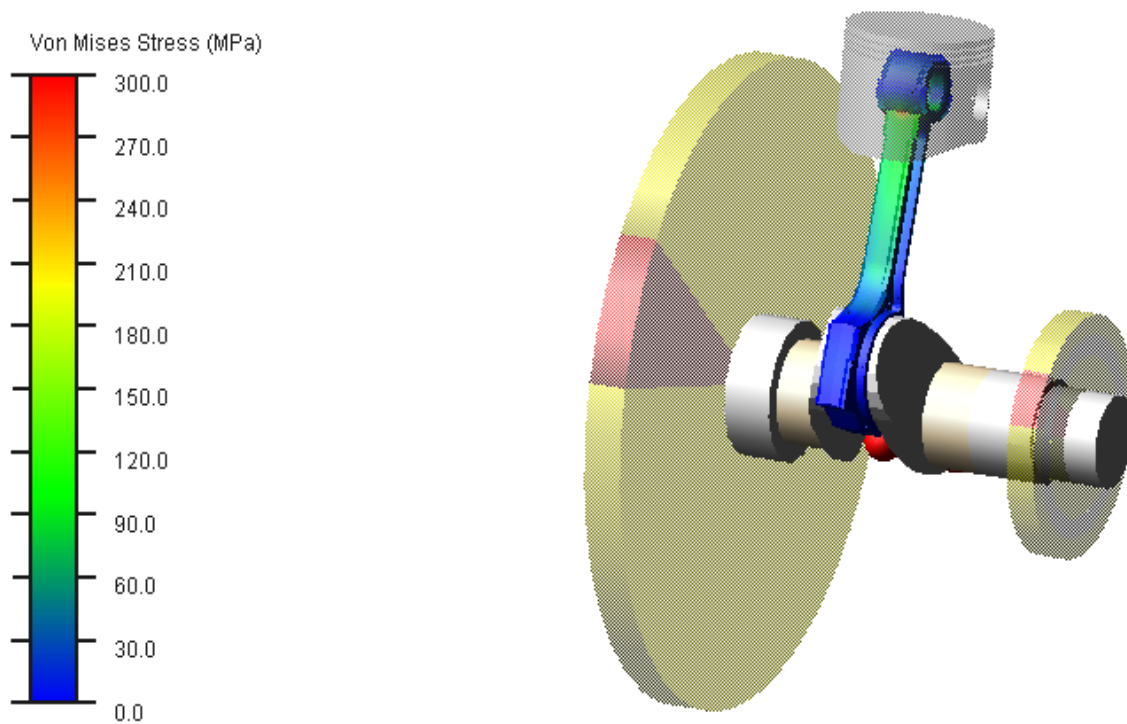
Obr. 54 Ekvivalentní namáhání při 228° otočení klikové hřídele při 4000 min⁻¹.



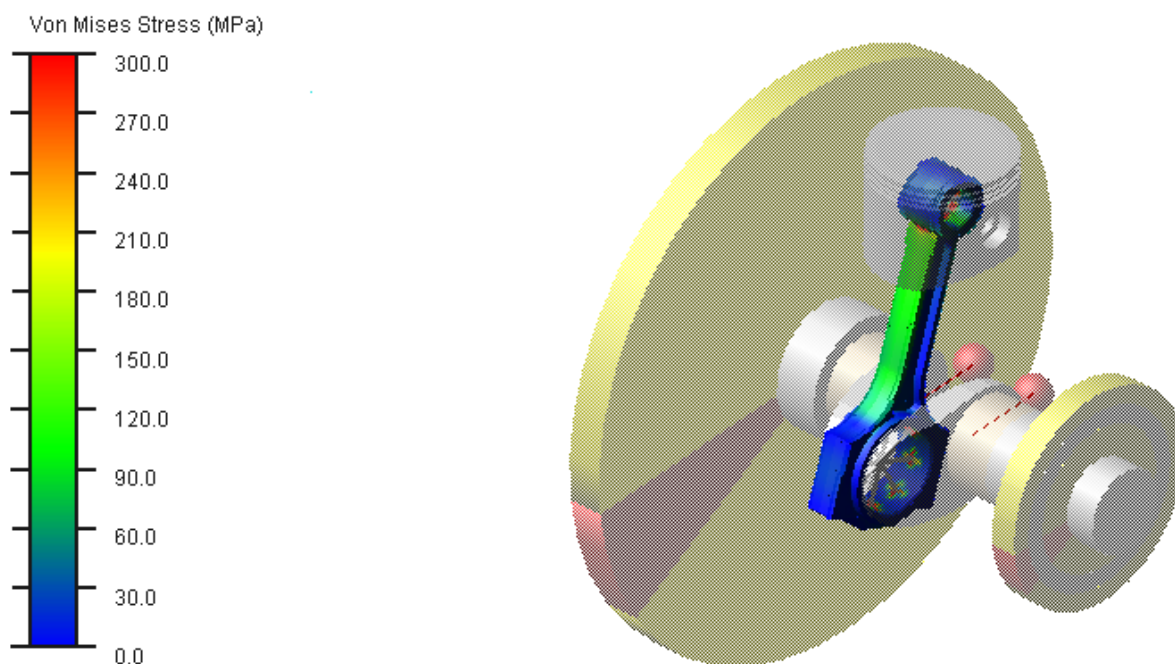
Obr. 55 Ekvivalentní namáhání při 368° otočení klikové hřídele 4000 min⁻¹.



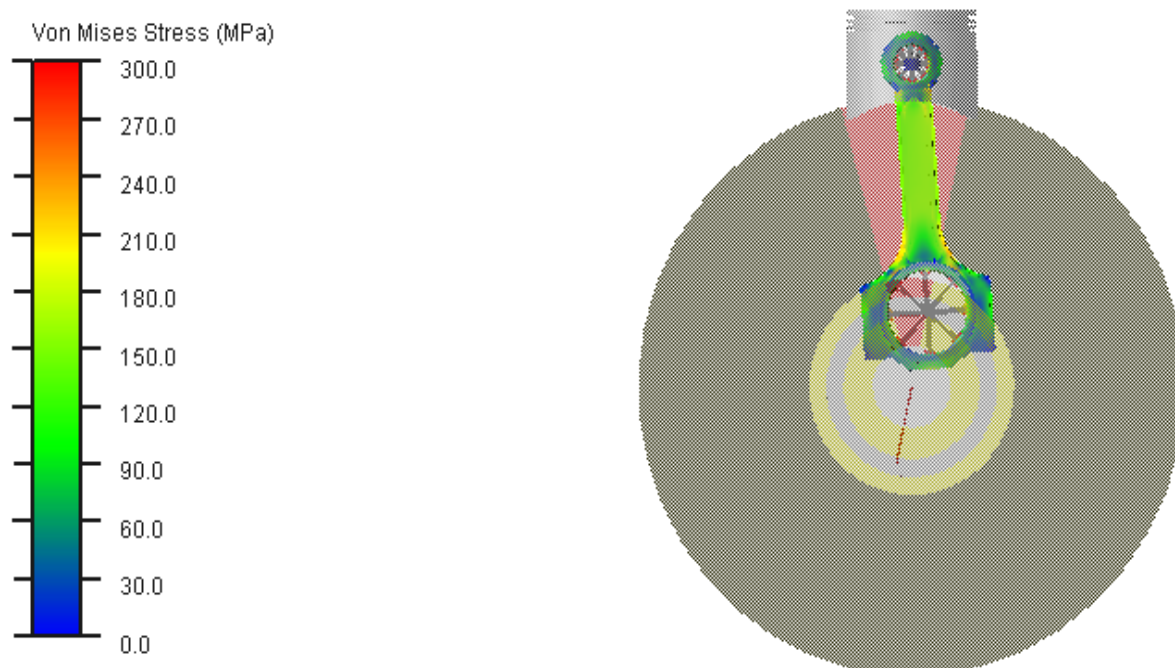
Obr. 56 Nejvyšší ekvivalentní napjatost při 376° otočení klikové hřídele při 4000 min⁻¹.



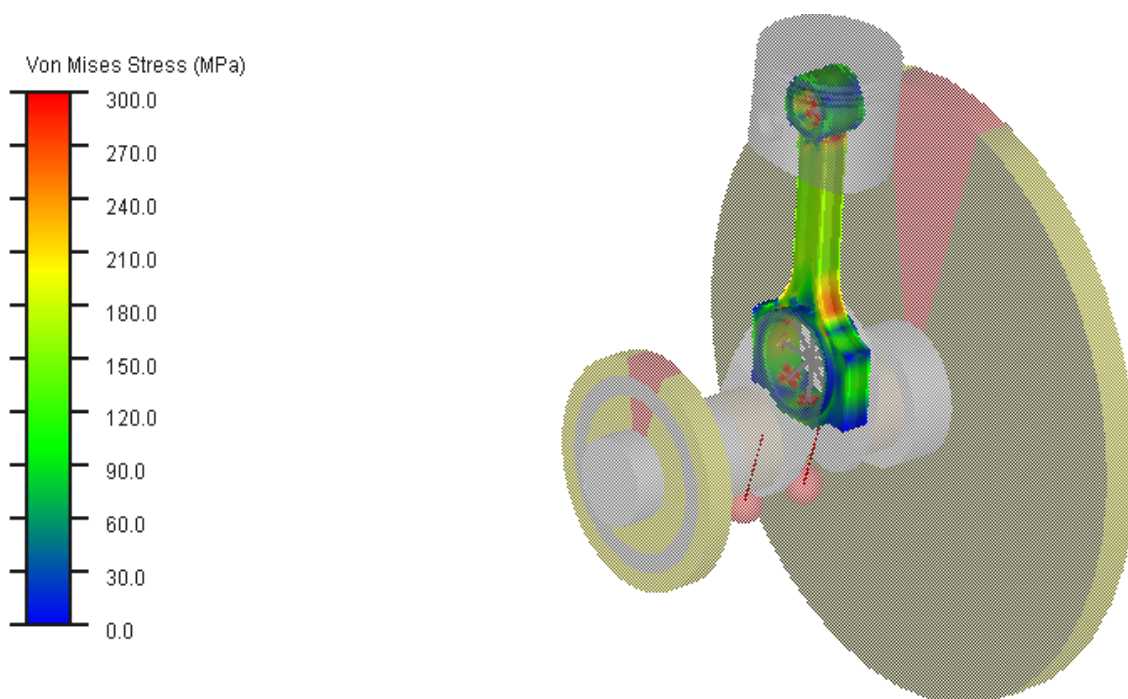
Obr. 57 Ekvivalentní napjatost při 662° otočení klikové hřídele při 4000 min⁻¹.



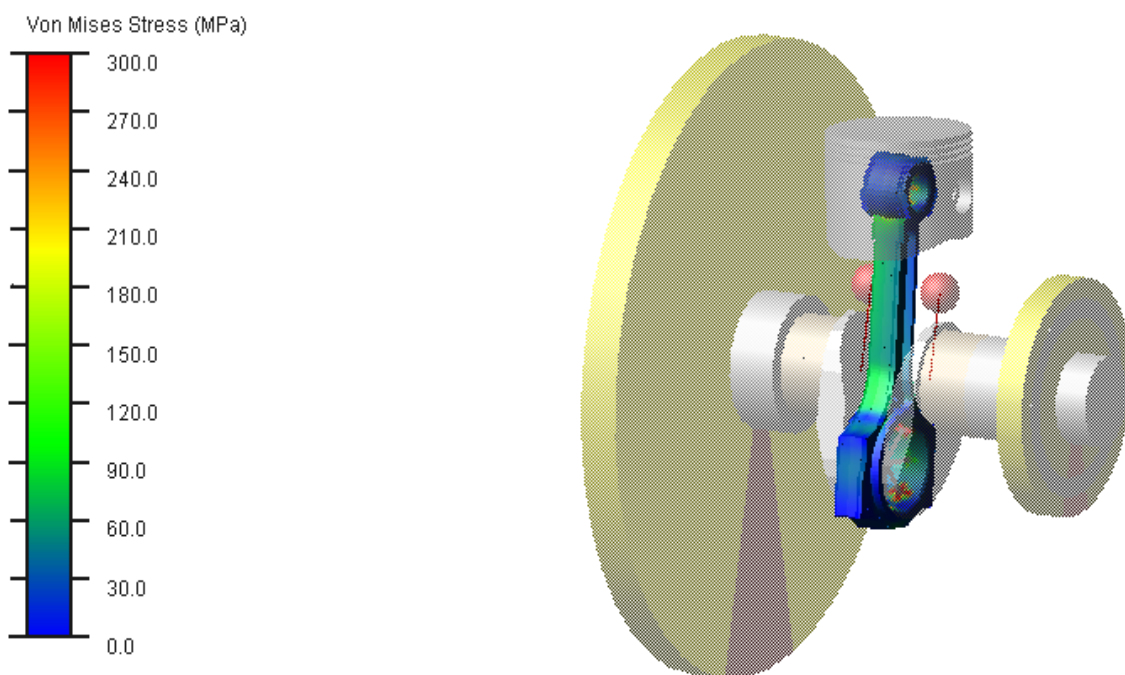
Obr. 58 Ekvivalentní napjatost při 270° otočení klikové hřídele při 5000 min⁻¹.



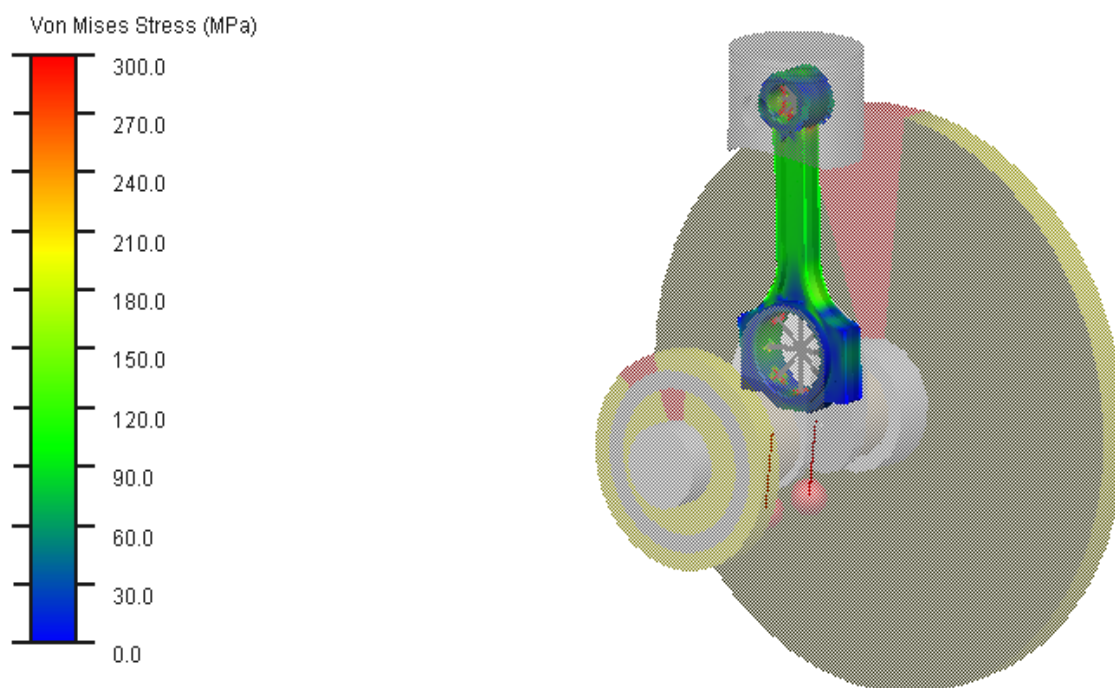
Obr. 59 Nejvyšší ekvivalentní napjatost pro 376° otočení klikové hřídele při 5000 min⁻¹.



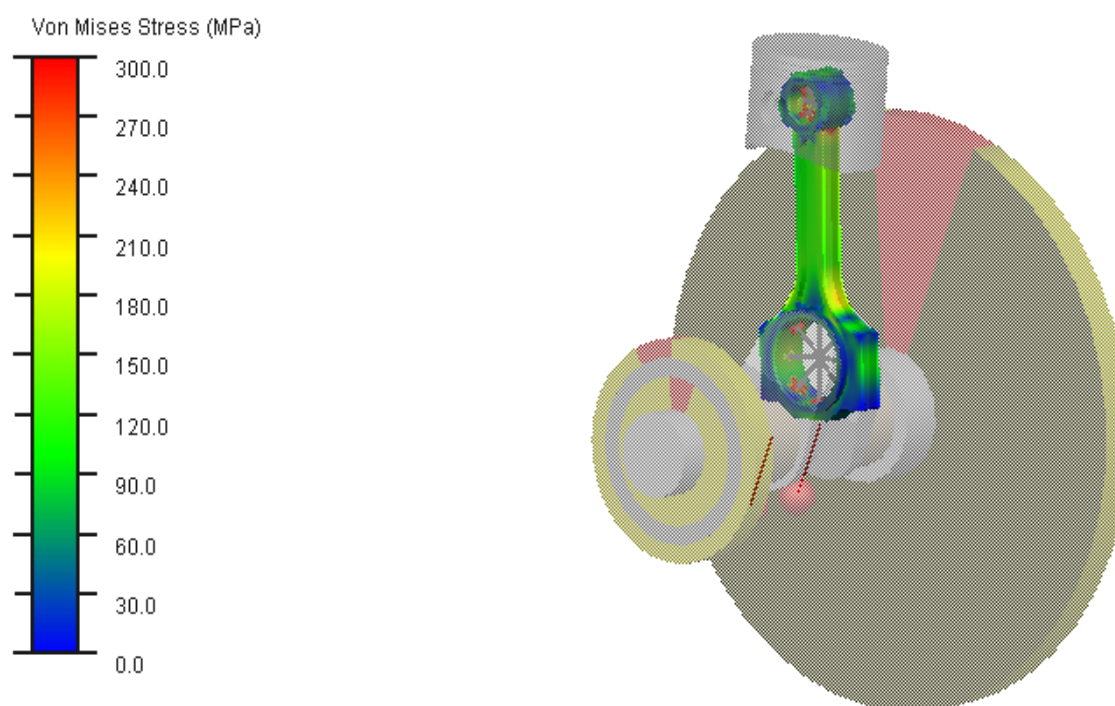
Obr. 60 Nejvyšší ekvivalentní napjatost při 376° otočení klikové hřídele při 5000 min⁻¹.



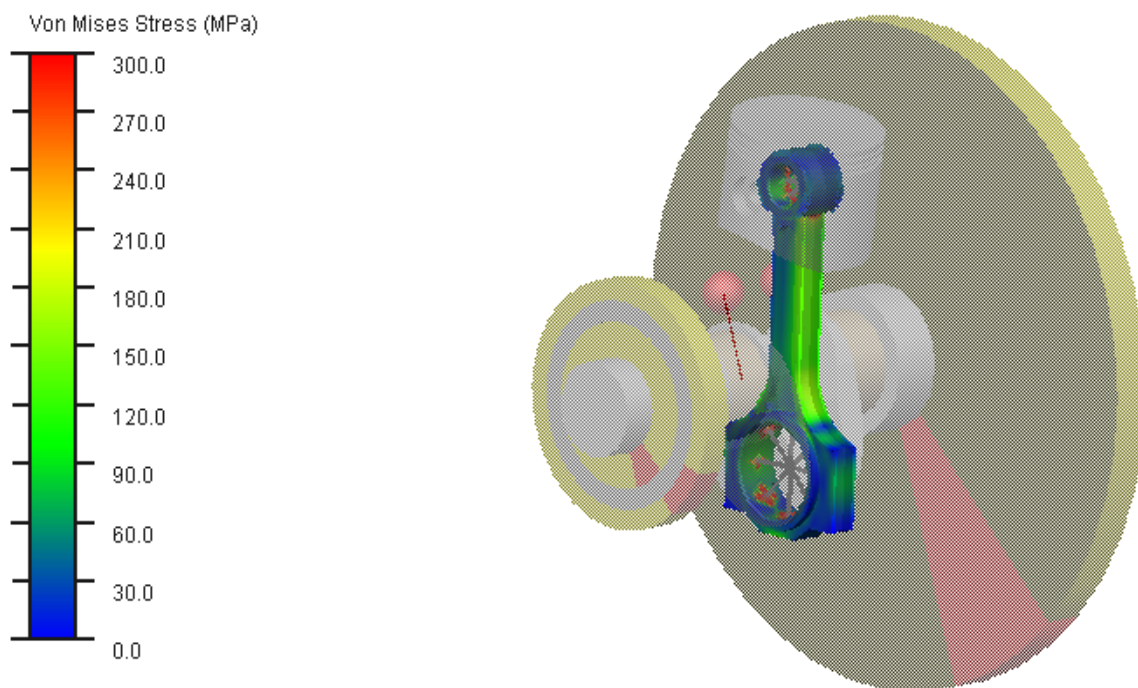
Obr. 61 Ekvivalentní napjatost při 540° otočení klikové hřídele při 5000 min⁻¹.



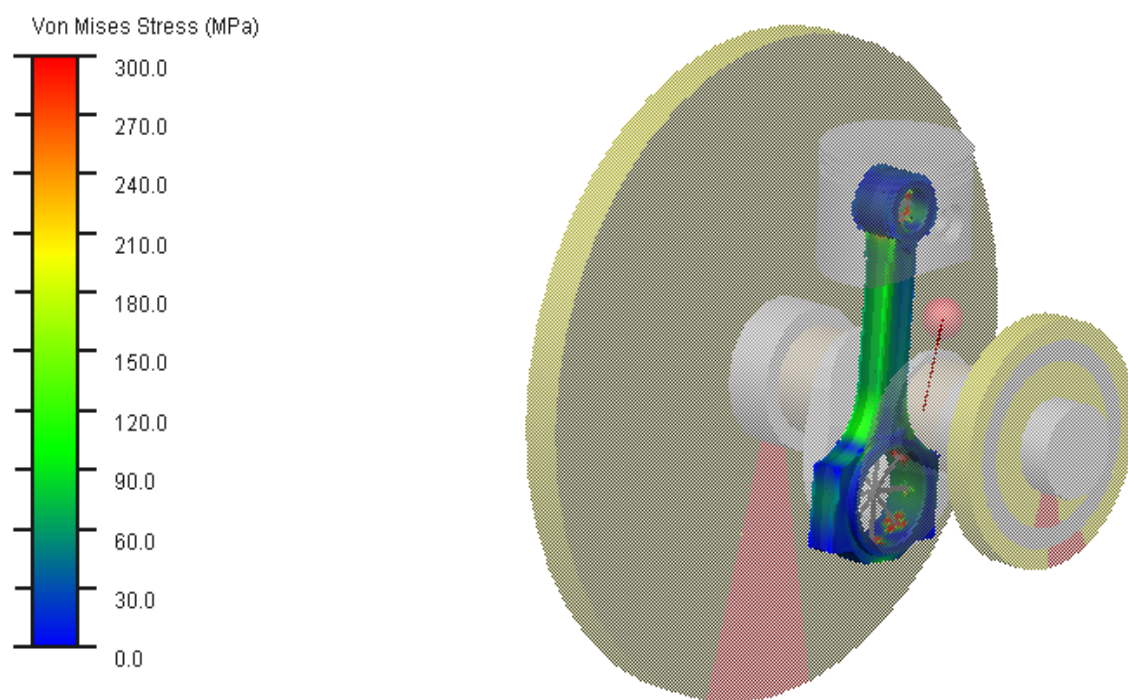
Obr. 62 Ekvivalentní napjatost při 366° otočení klikové hřídele při 6000 min⁻¹.



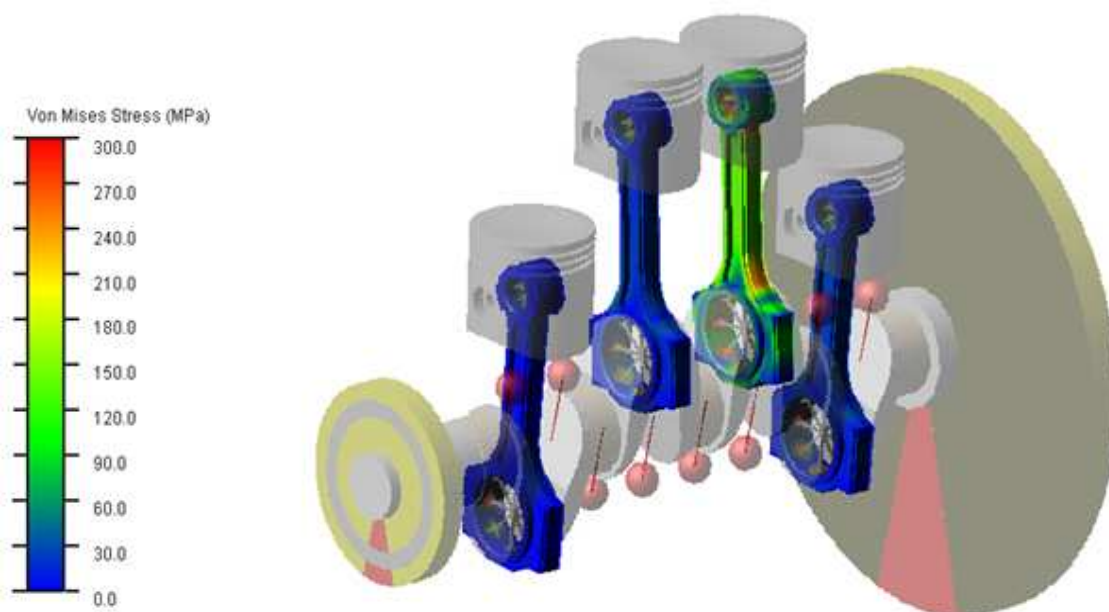
Obr. 63 Nejvyšší ekvivalentní napjatost při 378° otočení klikové hřídele při 6000 min⁻¹.



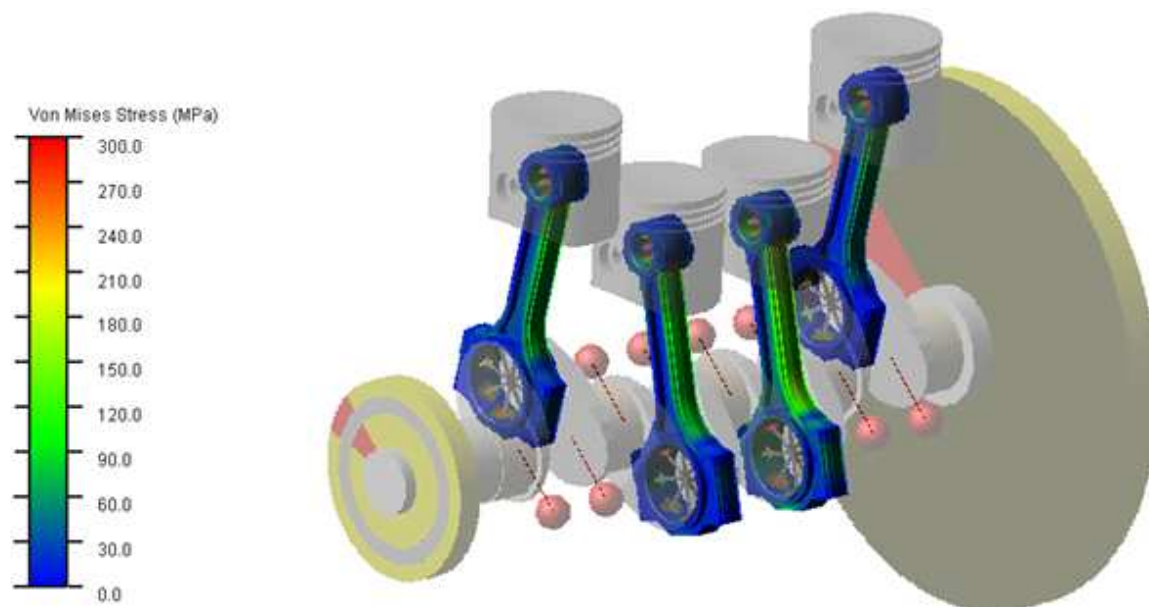
Obr. 64 Ekvivalentní napjatost při 516° otočení klikové hřídele při 6000 min^{-1} .



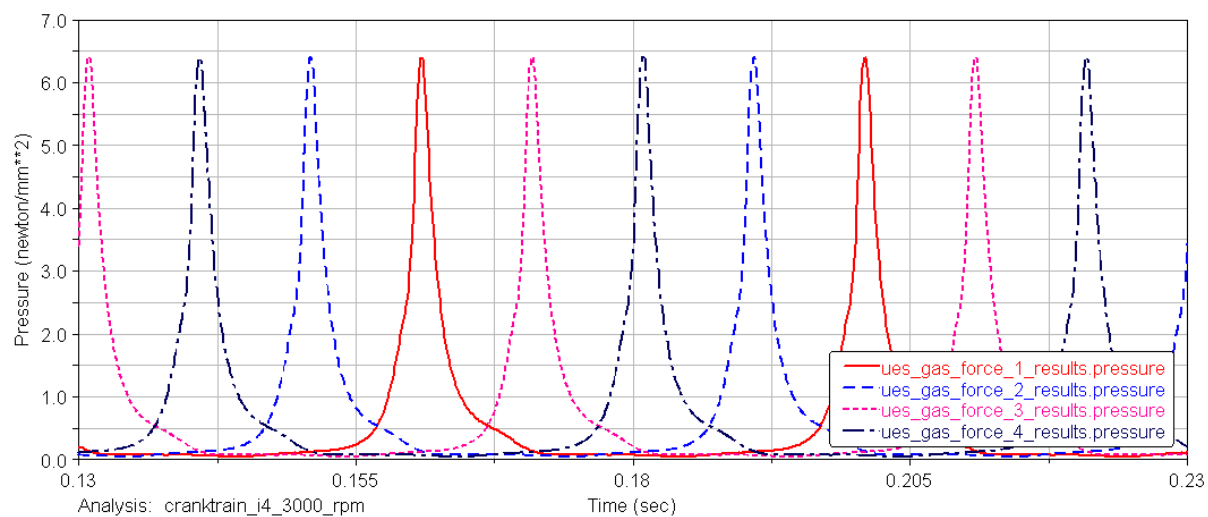
Obr. 65 Ekvivalentní napjatost při 544° otočení klikové hřídele při 6000 min^{-1} .



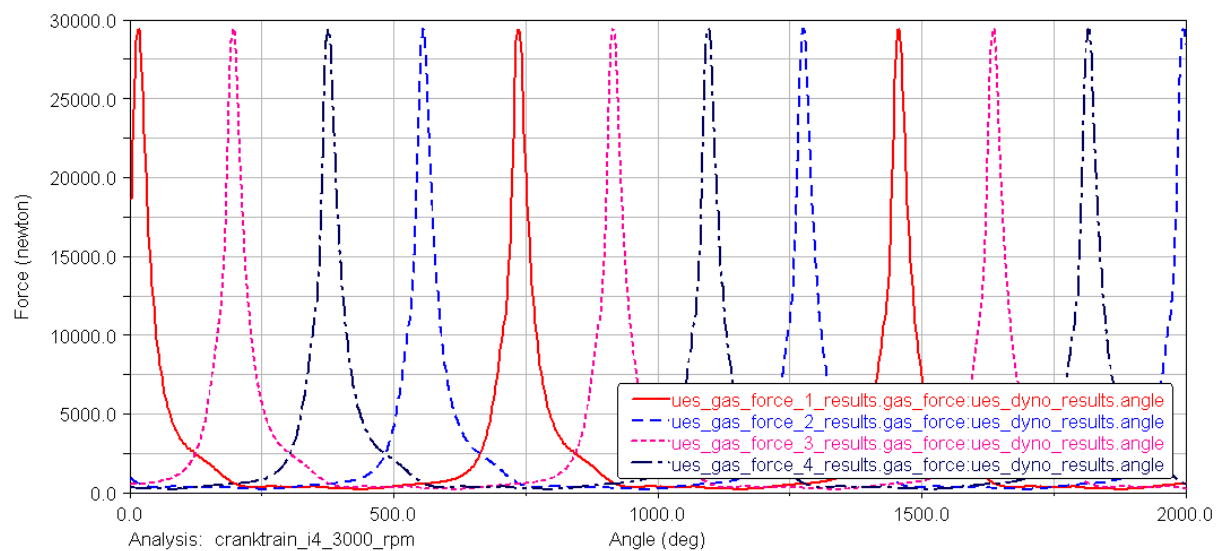
Obr. 66 Ekvivalentní napjatost na ojnicích čtyřválcového motoru při maximálním výkonu



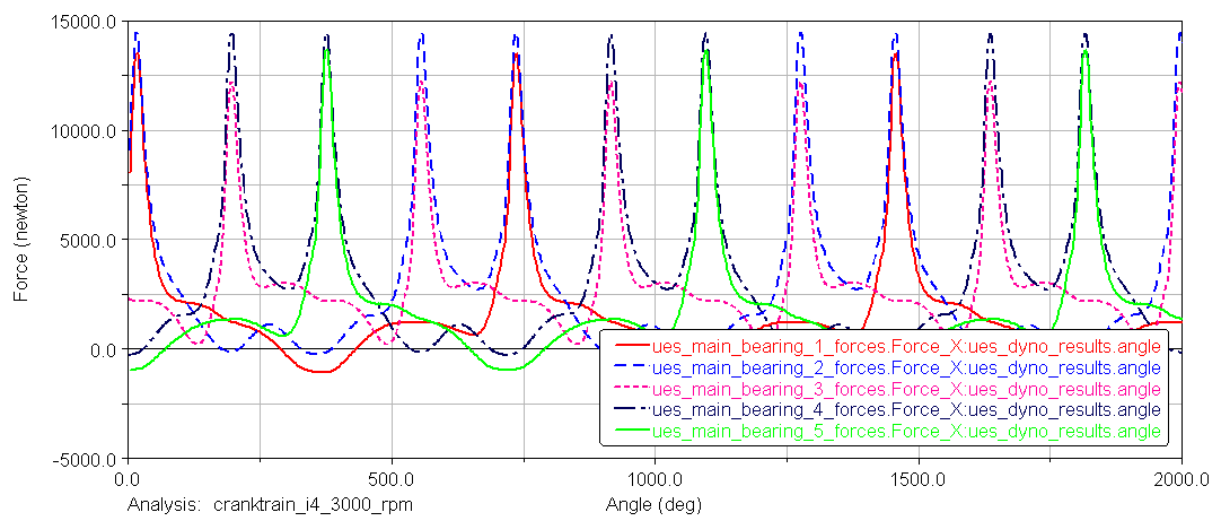
Obr. 77 Ekvivalentní napjatost na ojnicích čtyřválcového motoru při maximálním výkonu



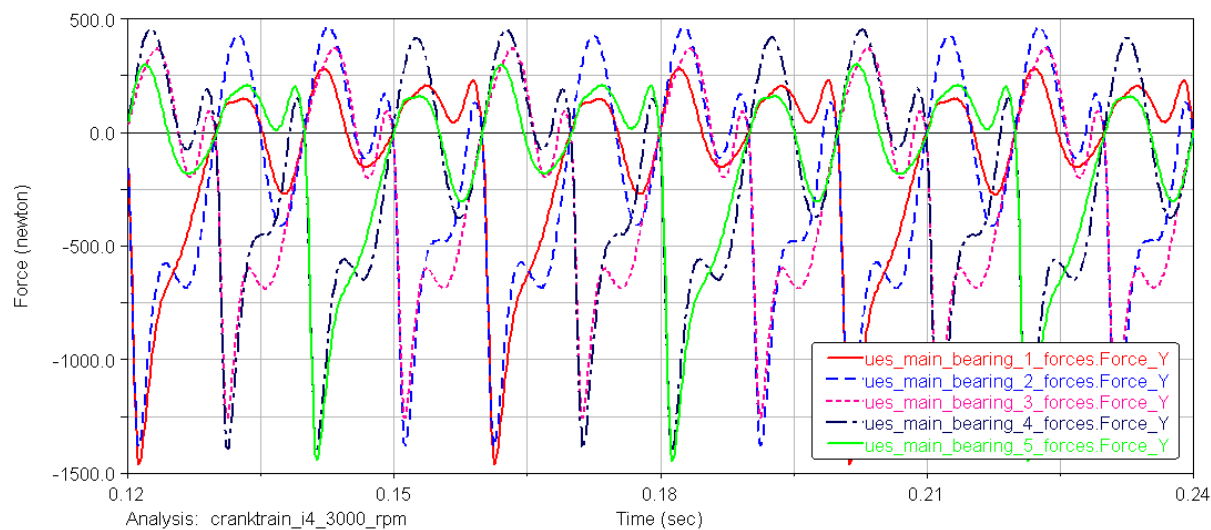
Graf 1 Průběh tlaku plynů v časové doméně



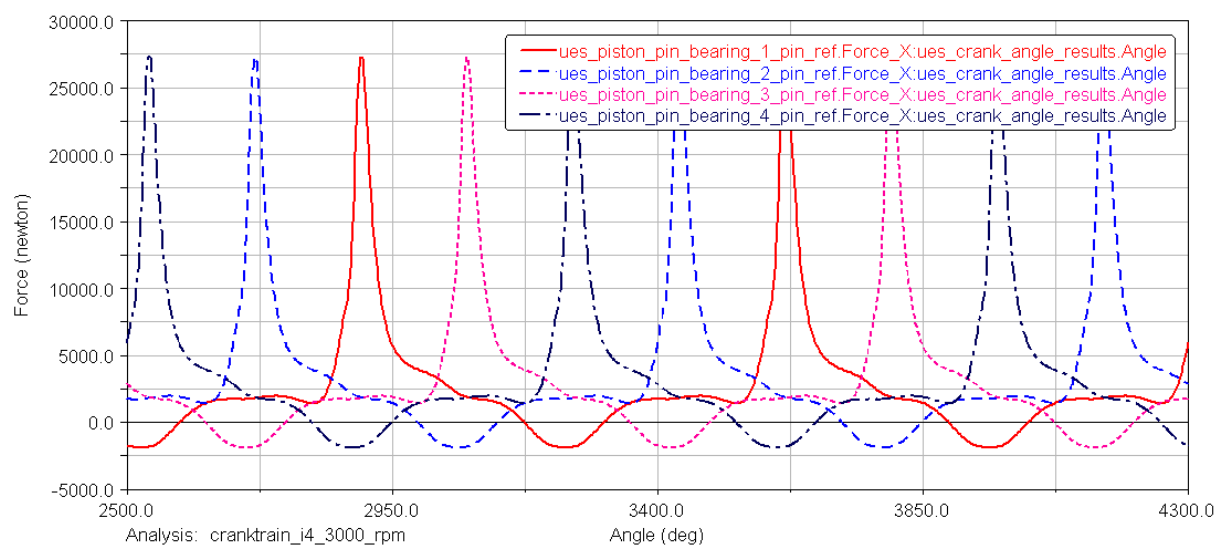
Graf 2 Průběh sil od tlaku plynů v závislosti na otočení klikové hřídele



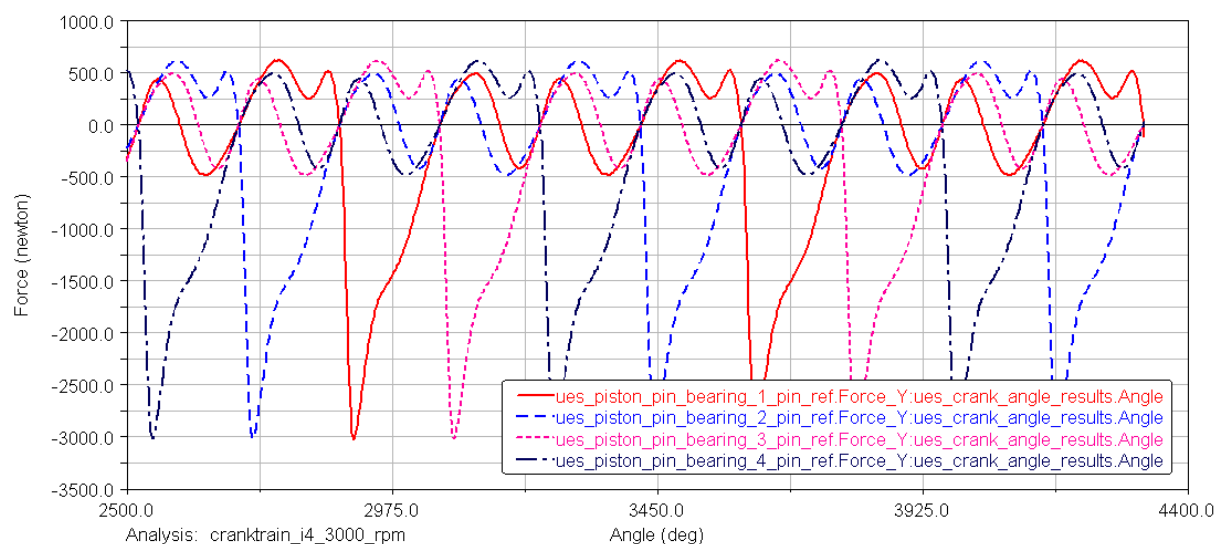
Graf 3 Průběh sil působících na hlavní ložiska (osa x) v závislosti na otočení klikové hřídele.



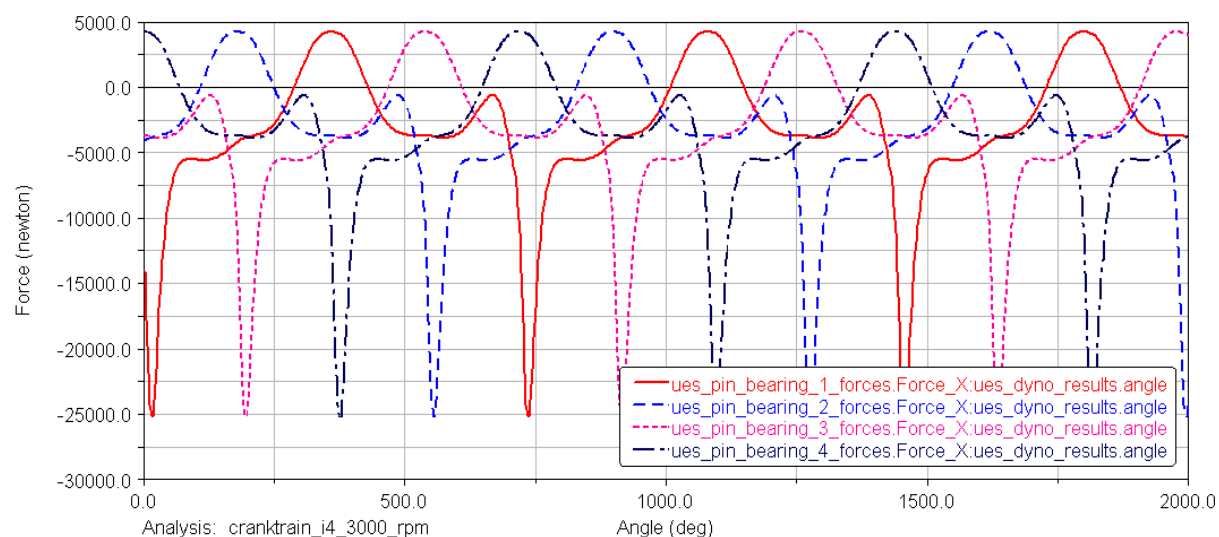
Graf 4 Průběh sil působících na hlavní ložiska (osa y) v časové doméně.



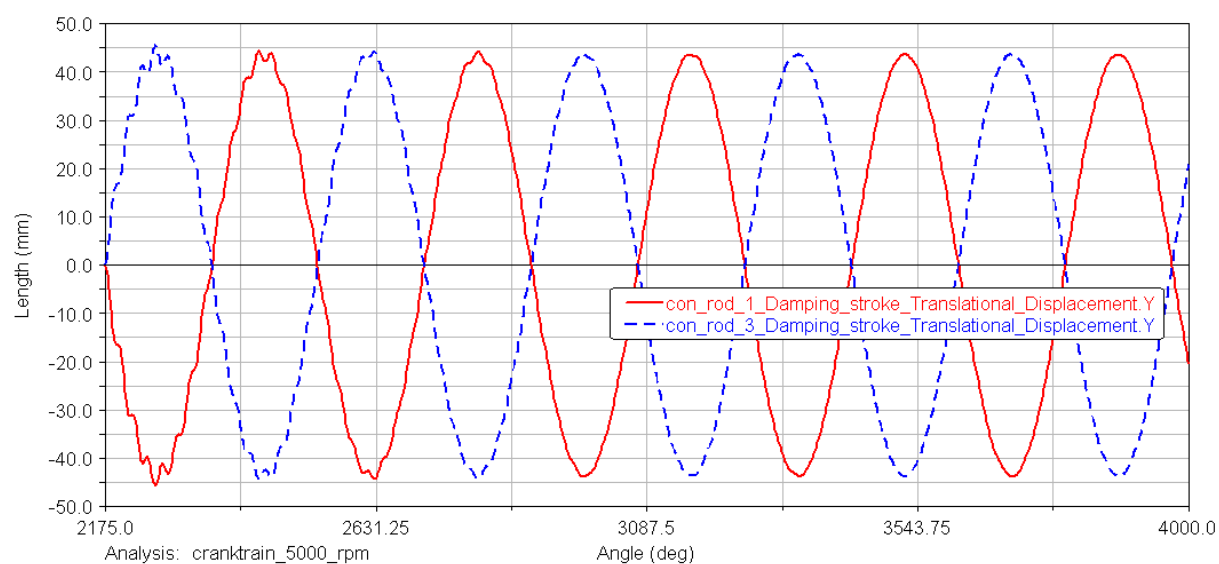
Graf 5 Průběh sil působících na ložisko pístního čepu (osa x) v závislosti na otočení klikové hřídele.



Graf 6 Průběh sil působících na ložisko pístního čepu (osa y) v závislosti na otočení klikové hřídele.



Graf 7 Průběh sil působících na ložisko ojnicího čepu (osa x) v závislosti na otočení klikové hřídele.

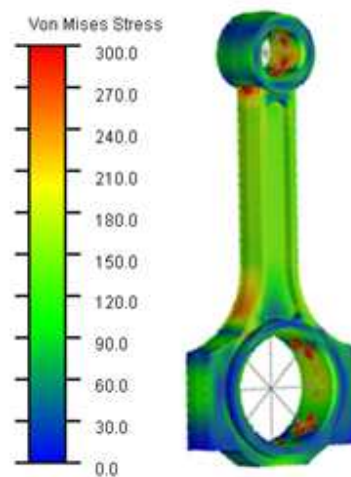


Graf 8 Průběh zdvihu na ojnicích a jejich počáteční tlumení na modelu klikového mechanismu v závislosti na otočení klikové hřídele.

11 ZÁVĚR A ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Tato diplomová práce se zabývala vytvořením metodiky pro namáhání ojnice v multi-body systému. Pojednává o vytvoření MKP matematického výpočtového modelu ojnice a jeho následného importu ve formátu MNF do multi-body systému, v mém případě do ADAMS/Engine. V tomto softwaru byl vytvořen klikový mechanismus a byla provedena záměna tuhé ojnice za ojnici poddajnou. Takový klikový mechanismus, v němž je jako jediné poddajné těleso ojnice, je připraven pro následnou analýzu.

Grafická část zobrazuje výsledky namáhání ojnice na jednoválcovém a čtyřválcovém klikovém mechanismu v širokém spektru otáček. Na ojnici je patrné rozložení napjatosti při různých otáčkách i natočení klikové hřídele. Největší síla od tlaku plynů nastává při 5° za HÚ. Z výsledků je zřejmé, že k největší napjatosti dochází následně kolem 16° za HÚ. Obecně lze říci, že s rostoucími otáčkami roste celkové zatížení ojnice. Z vnější otáčkové charakteristiky vyplývá, že nejvyššího výkonu motor dosahuje při 5000 min^{-1} . Při těchto otáčkách dochází k maximálnímu namáhání ojnice, tedy i síla od tlaku plynů je nejvyšší. Napjatost po dřívku ojnice dosahuje hodnoty kolem 180 MPa, nebezpečná místa kolem 230 MPa. Pokud bude ojnice vyrobena z uvedeného materiálu, její bezpečnost vzhledem k mezi kluzu bude 2,5. Lze tedy říci, že pro pevnostní analýzu ojnice plně vyhovuje.



Nepřesnosti do výpočtu vnášejí MKP modely, kde pro zjednodušení nebyly uvažovány šrouby, rádiusy, sražené hrany nebo mazací otvory. Toto zjednodušení modelu nemá vliv na modální vlastnosti tělesa jako celku, ale pro pevnostně-deformační charakteristiku mohou být významné. Protikladem této nevýhody je příznivé zkrácení výpočtového času pro jednotlivé simulace. Ze stejného důvodu je také z větší části uvedeno namáhání ojnice na jednoválcovém klikovém mechanismu. Pro návrh ojnice tento model tedy postačuje, ale pro zavedení do výroby je nutné zahrnout všechny drobnosti a části ojnice do MKP modelu. Přesnost výsledků může být ovlivněna rovněž samotným vyztužením ok ojníc prutovou náhradou. Z hlediska dalšího namáhání ojnice je výhodné se zaměřit na optimalizaci vyztužení ok prutovými náhradami a provést multiaxiální analýzu životnosti, která ale není předmětem této práce.

Využití MBS softwaru je velice efektivní pro dynamické namáhání poddajných těles. Vytvoření virtuálního motoru vede v konečném důsledku ke zkrácení potřebné doby pro vývoj nových součástí s výrazně lepší ekonomickou bilancí. Propojení CAD, MKP a MBS softwaru pro vývoj nebo optimalizaci poddajného tělesa se jeví jako perspektivní a efektivní nástroj pro nejrůznější simulace.

Verifikace modelu je i přes pokročilé simulace velice významná etapa procesu a daný prototyp musí být v praxi ověřen ještě před započítím sériové výroby.

Literatura

- [1] HEISLER, Heinz. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.
- [2] STONE, Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 3rd edition. Hampshire: Palgrave, 1999. 641 s. ISBN 0-333-74013-0.
- [3] RAUSCHER, J.: Spalovací motory. Brno. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2005. 235 s. Dostupné z <http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/Spalovaci.motory.2005.pdf>
- [4] DUNDÁLEK, R.: Elastohydrodynamické modely ložisek jako moduly virtuálního motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2006. 110 s. Vedoucí disertační práce Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [5] CEJPEK, K.: Mechanické namáhání klikové hřídele zážehového motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2005. 58s. Vedoucí diplomové práce Ing. Radim Dundálek.
- [6] MSC.ADAMS 2010 Online Help, MSC.Software Corporation, Santa Ana 2004. Dostupné z <https://support.mscsoftware.com/registration/signinform.cfm?CASE=invalidpwd&refer=http%3A%2F%2Fforums.mscsoftware.com%2Fadams%2Flogin.php>

Přílohy

Obsah DVD:

- ⇒ elektronická podoba diplomové práce ve formátech *.doc, *.pdf
- ⇒ data pro CAD modely ojnice - Pro/Engineer
- ⇒ data pro MKP modely ojnice - ANSYS
- ⇒ data pro MBS modely - MSC. ADAMS/Engine
- ⇒ výsledky modální analýzy – statické obrázky vlastních tvarů, animace vlastních tvarů
- ⇒ výsledky MBS simulace – rozložení napjatosti na modelu ojnice - animace